

Министерство образования и науки РФ

ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет  
имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»

УДК 621.436

УТВЕРЖДАЮ  
Проректор по науке  
\_\_\_\_\_ Кружаев В.В.  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2013

## ОТЧЕТ

### О НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ РАБОТЕ

В рамках выполнения п.2.1.2.1 Плана реализации мероприятий Программы развития УрФУ  
на 2013 год

ПО ТЕМЕ:

Совершенствование процесса выпуска в поршневых ДВС

(Заключительный)

Договор возмездного оказания услуг (выполнения работ, на создание произведения)  
№2.1.2.1/33

Зав.кафедрой

\_\_\_\_\_  
(подпись, дата)

Ю.М. Бродов

Научный руководитель

\_\_\_\_\_  
(подпись, дата)

Б.П. Жилкин

Исполнитель

\_\_\_\_\_  
(подпись, дата)

Л.В. Плотников

Екатеринбург 2013

## Реферат

1. **ФИО автора:** Плотников Леонид Валерьевич  
Plotnikov Leonid
2. **Аннотация:** В работе представлены результаты экспериментального исследования режимных факторов поршневых двигателей на процессы газообмена. Опыты проводились на натурных моделях одноцилиндрового ДВС. Описаны установки и методика проведения экспериментов. Представлены зависимости изменения мгновенной скорости и давления потока в газоздушных трактах двигателя от угла поворота коленчатого вала. Данные получены при различных коэффициентах сопротивления впускных и выпускных систем и разных частотах вращения коленчатого вала. На основе полученных данных были сделаны выводы о динамических особенностях процессов газообмена в двигателе при различных условиях.

**Annotation:** Experimental study results of operation conditions influence of piston engines on gas exchange processes are presented in the paper. The experimental investigations were carried out on full-sized model of combustion engine. The experimental unit and research methods are described. Dependence of change of instantaneous velocity and pressure of the flow in the gas-air channels of engine from the angle of rotation of a cranked shaft are presented. Data were obtained with different the resistance coefficients of the intake and exhaust systems and different rotation crankshaft frequencies. Based on the findings, conclusions on the dynamic features of the processes of gas exchange in the engine under different conditions were drawn.

3. **Ключевые слова:** поршневой двигатель, процессы газообмена, динамика процесса, пульсации скорости и давления потока.

**Key words:** piston engine, gas exchange processes, process dynamics, pulsation pressure and velocity of flow.

4. **Тема отчета:** Совершенствование процесса выпуска в поршневых ДВС.  
Improving the process of release of the piston internal combustion engine.

## Оглавление

Обозначения и сокращения .....	4
Введение .....	5
Газодинамические характеристики потока в выпускных каналах поршневых ДВС .....	8
Теплообменные характеристики потока в выпускных каналах поршневых ДВС .....	24
Заключение.....	31
Список использованных источников .....	33
Приложение 1. Статья «Особенности численных и экспериментальных исследований процесса выпуска в поршневых ДВС». IX Международная научно-практическая конференция «Передовые научные разработки – 2013» (Чехия, Прага, 27 августа – 05 сентября 2013 г.). .....	35
Приложение 2. Статья «Зависимость расходных характеристик процесса выпуска в ДВС от формы поперечного сечения канала». Журнал «Турбины и дизели». .....	36
Приложение 3. Заявка № 2013118761 на патент РФ «Выхлопная система поршневого двигателя». Положительное решение от 09 июля 2013 г. ....	42

## Обозначения и сокращения

### Основные используемые обозначения:

$p_e$  – среднее эффективное давление, МПа.

$N_{\text{л}}$  – литровая мощность, кВт/л.

$g_e$  – удельный расход топлива, г/(кВт·ч).

$p_{\text{н}}$  – суммарные насосные потери, МПа.

$\eta_{\text{в}}$  – коэффициент наполнения.

$\gamma$  – коэффициент остаточных газов.

$Q$  – объемный расхода газа, м<sup>3</sup>/с.

$n$  – частота вращения коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>.

$G_{\text{в}}$  – массовый расход воздуха, кг/с.

$\varphi$  – угол поворота коленчатого вала, град. ПКВ.

$p_e$  – избыточное давление на выпуске, бар.

$w_x$  – локальная скорость потока в канале, м/с.

$\alpha_x$  – локальный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

$d_3$  – эквивалентный гидравлический диаметр, мм.

$p_x$  – локальное давление (статическое) в канале, бар.

$A_x$  – амплитудно-частотные спектры пульсаций скорости или давления.

$L$  – линейный размер (длина канала), мм.

$d$  – диаметр канала, мм.

### Основные используемые сокращения:

ДВС – двигатель внутреннего сгорания.

ПКВ – поворот коленчатого вала.

ВМТ – верхняя мертвая точка.

НМТ – нижняя мертвая точка.

АЦП – аналого-цифровой преобразователь.

КПД – коэффициент полезного действия.

## Введение

Значительное повышение энергетических и экономических показателей поршневых ДВС достигнуто в последние годы в результате совершенствования процессов газообмена, смесеобразования, сгорания и тепловыделения. При этом существует еще значительный резерв повышения технико-экономических показателей двигателей за счет улучшения термогазодинамических характеристик газовоздушных трактов [1-3].

Впускная и выпускная системы поршневых двигателей внутреннего сгорания с оптимальными газодинамическими характеристиками должны обеспечивать высокие выходные показатели рабочего процесса: среднее эффективное давление  $p_e$ , литровую мощность  $N_L$ , удельный расход топлива  $g_e$  – при удовлетворительных экологических показателях.

В общем виде, этим требованиям отвечает конструкция впускного канала (коллектора) с минимально возможным аэродинамическим сопротивлением, организующая при наполнении направленное движение заряда в цилиндре определенной интенсивности. Указанные условия приводят к необходимости использования критериев оценки обоих этих факторов, как и метода достижения их определенного уровня.

Для впускных систем поршневых ДВС существуют две основные задачи, от успешного решения которых зависит получение эффективного рабочего процесса: создание впускной системы с заданными аэродинамическими характеристиками; выбор газодинамических параметров каналов и рабочего заряда в цилиндре и камере сгорания.

К выхлопным системам поршневых двигателей внутреннего сгорания предъявляются два основных требования. Во-первых, она должна иметь по возможности минимальное гидравлическое сопротивление, которое определяется геометрической конфигурацией выпускных труб и аэродинамикой течения в них, и в частности, наличием в каналах обратных волн давления. В случае оптимальной настройки выпускной системы будет происходить более полная и быстрая очистка цилиндров двигателя от отработавших газов, что приведет к увеличению мощности и снижению расхода топлива. Во-вторых, выпускная система должна максимально снижать аэродинамический шум, создаваемый двигателем. Для этого устанавливаются глушители, которые, в свою очередь, создают дополнительное сопротивление всей системы и тем самым ухудшают газоудаление. Таким образом, при конструировании, доводке или совершенствовании системы выхлопа ДВС необходимо органично учитывать эти два противоположных требования. При этом особняком стоит задача, связанная с нейтрализацией вредных веществ в отработавших газах.

Аэродинамическое сопротивление впускной системы непосредственно отражается на уровне суммарных насосных потерь  $p_H$  и величине коэффициента наполнения  $\eta_v$ . Аэродинамическое сопротивление выпускной системы непосредственно влияет на коэффициент остаточных газов  $\gamma$ , величине расхода газов через систему  $Q$  и уровень суммарных насосных потерь  $p_H$ . В настоящее время разработан комплекс параметров, оценивающих уровень аэродинамических сопротивлений и интенсивность движения газа в цилиндре.

Выбор методов оценки и доводки газовоздушных каналов определяется поставленными целями и имеющимися экспериментальными возможностями.

Окончательную оценку газодинамических качеств каналов в процессе доводки проводят непосредственно на двигателе путем определения выходных показателей

эффективности рабочего процесса. Однако этот способ сложный, длительный и дорогостоящий. При этом существуют частные задачи, связанные с локальной доводкой отдельных участков газовоздушных трактов. И в этом случае для сокращения сроков и снижения стоимости испытаний логичнее использовать динамические модели (натурные образцы двигателей), работающие на различных скоростных режимах (с помощью провертывания коленчатого вала от постороннего источника энергии) с размещением на них датчиков различных типов. При этом можно оценить суммарную эффективность от тех или иных решений или поэлементную (по отдельным выбранным конструктивным параметрам). В частности, кроме оценки коэффициента наполнения или коэффициента остаточных газов, возможен также анализ газодинамических процессов, происходящих в трубопроводах, каналах головки и в цилиндре. В общем виде задачи испытаний сводятся к определению характеристик потока в различных элементах впускной и выпускной систем (мгновенных значений температур, давлений, скоростей и расходов), изменяющихся по углу поворота коленчатого вала. Стоит отметить, что политропическое изменение состояния газов в течение рабочего процесса двигателя вызывает необходимость применять для исследований сложную регистрирующую электронную аппаратуру.

В связи с этим, для экспериментального исследования газодинамических и теплообменных характеристик процесса выпуска в поршневых ДВС в УрФУ (на кафедрах «Теоретическая теплотехника» и «Турбины и двигатели») была разработана и изготовлена экспериментальная установка, представляющая собой натурную модель одноцилиндрового атмосферного двигателя внутреннего сгорания размерности 8,2/7,1, приводимую во вращение асинхронным двигателем, частота вращения которого регулировалась с помощью преобразователя частоты *Altivar 31* в диапазоне частот вращения  $n = 600 - 3000 \text{ мин}^{-1}$  с точностью  $\pm 0,1 \%$ . Более подробно установка описана в [4].

Для проведения исследований на базе аналого-цифрового преобразователя была создана автоматизированная система сбора данных, передающая собранные данные в персональный компьютер. Для измерений использовались два термоанемометра с нитевыми зондами и тахометрический датчик. В данной работе использовались термоанемометры постоянного температуры оригинальной конструкции, чувствительным элементом которых является нихромовая нить диаметром 5 мкм и длиной 5 мм. Систематическая ошибка измерения скорости потока воздуха составляла 5,36 %.

В данной работе использовался тахометрический датчик, состоящий из зубчатого диска, закрепленного на вале и индуктивного датчика. Сигнал на выходе датчика образует импульс напряжения, с частотой, пропорциональной скорости вращения коленчатого вала. По этим импульсам можно судить о положении вала и соответственно определять нахождение поршня в ВМТ и НМТ.

Сигналы с датчиков поступали в аналого-цифровой преобразователь (АЦП) фирмы L-Card модели E14-140. Далее АЦП подключался к персональному компьютеру и в программе Lgraph 2.0 обрабатывались цифровые сигналы.

На базе рассматриваемой экспериментальной установки было проведено ряд экспериментов по изучению газодинамических и теплообменных характеристик, основные результаты которых представлены в работах [5-10].

Основными целями данной научно-исследовательской работы являются:

- получение новых фундаментальных сведений о газодинамических и теплообменных характеристиках нестационарного потока;

- установление зависимостей мгновенных значений скорости, давления и локального коэффициента теплоотдачи потока в выхлопных коллекторах поршневого ДВС от угла поворота коленчатого вала при разных режимах работы двигателя;
- разработка для инженерной практики конструкции выхлопной системы поршневого ДВС, повышающая его технико-экономические показатели.

Далее кратко рассмотрим основные результаты научно-исследовательской работы «Совершенствование процесса выпуска в поршневых ДВС».

## Газодинамические характеристики потока в выпускных каналах поршневых ДВС

Перед экспериментальным исследованием газодинамики процесса выпуска было проведено численное моделирование с помощью программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК, разработанного в МГТУ им. Н. Баумана.

Результаты моделирования применительно к двигателю 2Ч 8,2/7,1 (рис.1), показали, что при низких частотах вращения коленчатого вала (рис. 1, а) должны существовать значительные флуктуации массового расхода газа  $G_v$  за период выпуска. Тогда как при высоких частотах вращения  $n$  (рис. 1, б) – ожидался более гладкий вид кривой изменения  $G_v$ . С увеличением частоты вращения  $n$  также прогнозировался рост максимальных значений расхода газа. При этом следует отметить, что при всех частотах вращения коленчатого вала расчетный расход газа через выпускные органы после закрытия выпускного клапана (и вплоть до его последующего открытия) равен нулю.

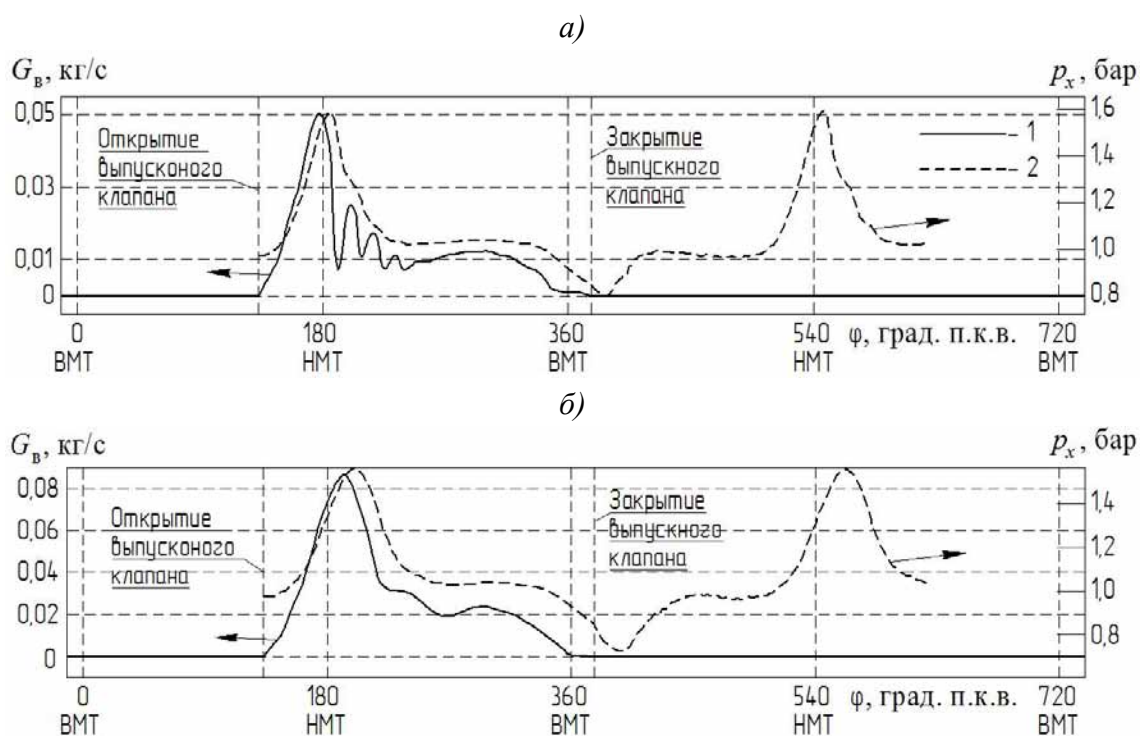


Рис. 1. Расчетные зависимости расхода воздуха  $G_v$  (1) и давления  $p_x$  (2) в выпускном канале от угла поворота коленчатого вала  $\phi$  при разных частотах вращения коленчатого вала:

$$a - n = 1500 \text{ мин}^{-1}; \text{ б} - 3000 \text{ мин}^{-1}$$

Экспериментальные исследования проводились в выпускном канале в разных контрольных сечениях при различных частотах вращения коленчатого вала при разных постоянных избыточных давлениях на выпуске без использования глушителя шума. Температура воздуха в подающей магистрали составляла 22 – 24 °С. Среднее избыточное давление  $p_b$  в камере перед выпускным клапаном регулировалось в диапазоне 0,5 – 2,0 бар.

Основные результаты экспериментальных исследований процесса выпуска представлены на рис. 2-4.



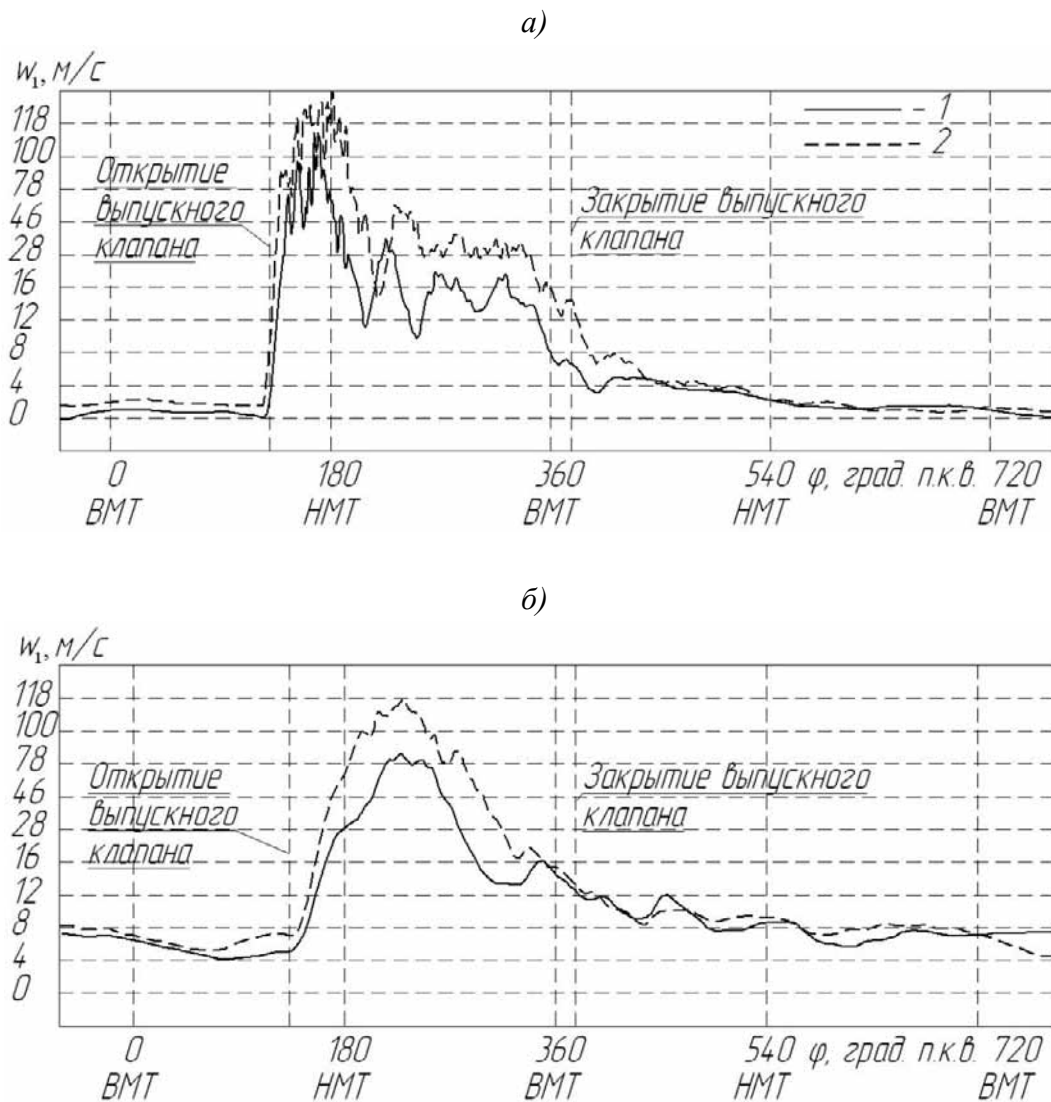
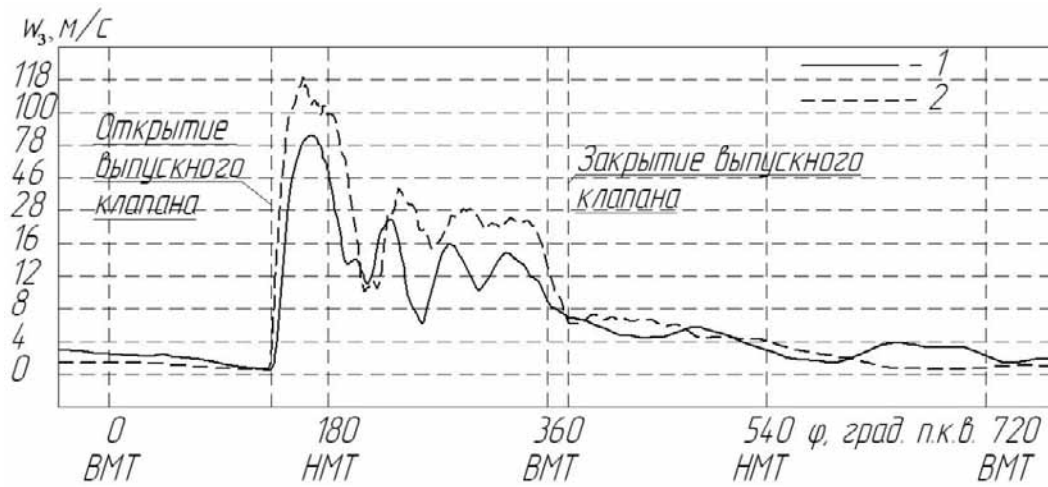


Рис. 2. Зависимость местной скорости потока воздуха  $w_1$  в выпускном канале ( $L_1 = 20$  мм) от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  при различных частотах вращения коленчатого вала  $n$ : а)  $600 \text{ мин}^{-1}$ ; б)  $3000 \text{ мин}^{-1}$ ;  
 1 – избыточное давление на выпуске  $p_e = 0,5$  бар; 2 –  $p_e = 2,0$  бар

а)



б)

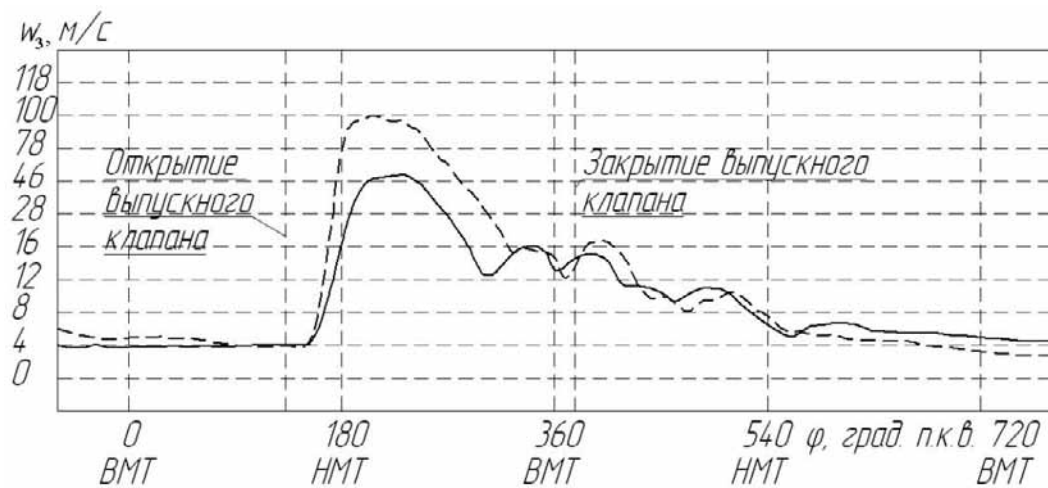


Рис. 3. Зависимость местной скорости потока воздуха  $w_3$  в выпускном канале ( $L_3 = 340$  мм) от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  при различных частотах вращения коленчатого вала  $n$ :

а)  $600 \text{ мин}^{-1}$ ; б)  $3000 \text{ мин}^{-1}$ ;

1 –  $p_6 = 0,5$  бар; 2 –  $p_6 = 2,0$  бар

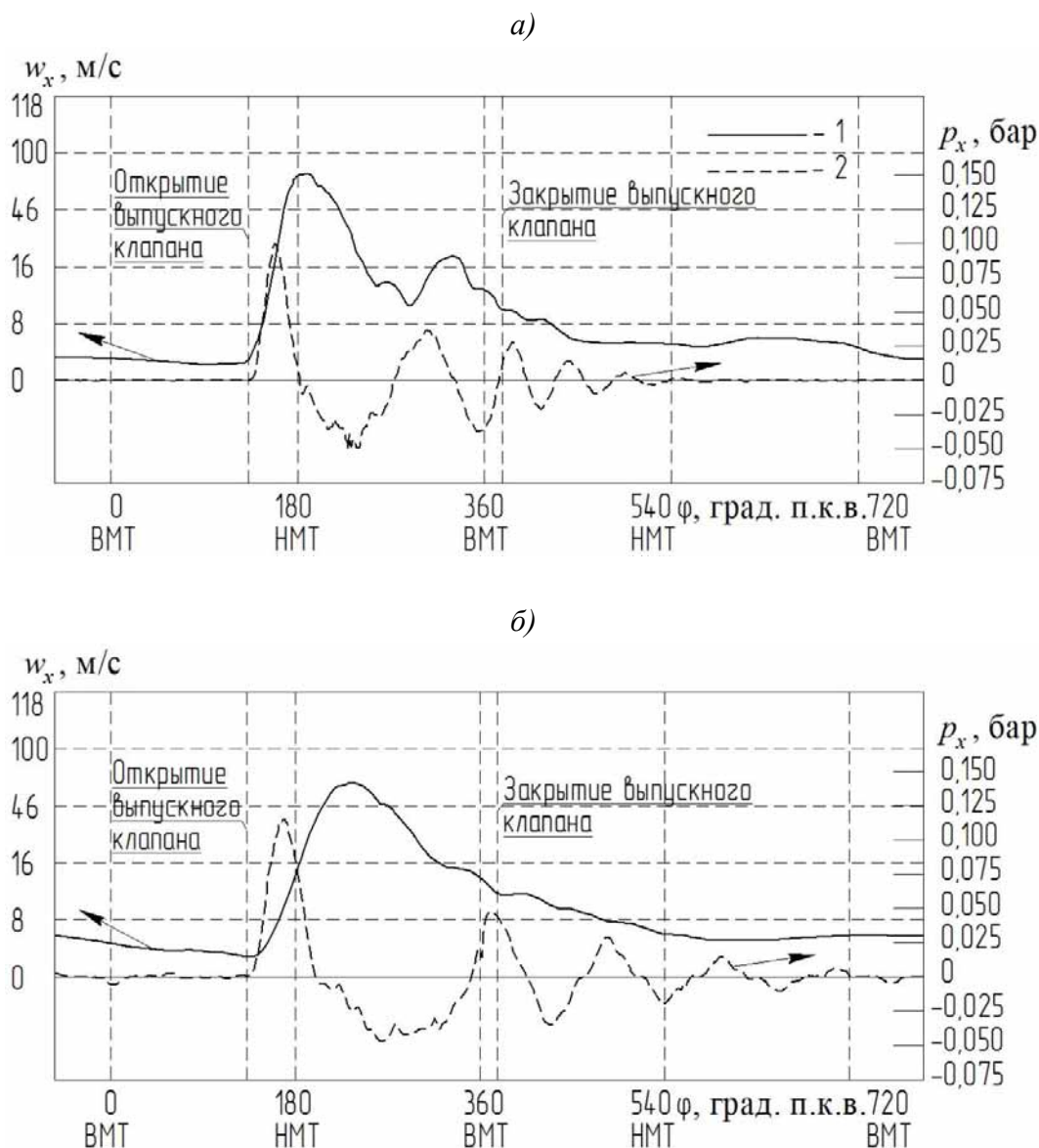


Рис. 4. Экспериментальные зависимости скорости потока воздуха  $w_x$  (1) и давления  $p_x$  (2) от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  в выпускном канале при избыточном давлении  $p_b = 2,0$  бар при разных частотах вращения коленчатого вала: а –  $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ ; б –  $3000 \text{ мин}^{-1}$

Оказалось, что пульсации скорости потока воздуха наиболее выражены при низких частотах вращения коленчатого вала при всех значениях избыточного давления, что соответствует результатам численного моделирования. Следует отметить, что обратный эффект наблюдался в процессе впуска в поршневом ДВС, где динамика процесса напротив усложнялась по мере увеличения частоты вращения коленчатого вала.

Уровень пульсаций  $w_x$  на выпуске не одинаков по длине канала: особенно сильны пульсации при  $L_1 = 20 \text{ мм}$ , то есть в сечении максимально близком к головке цилиндров. Это, по-видимому, объясняется тем, что на данном участке поток имеет повышенную турбулентность вследствие прохождения им клапанной щели и движения по криволинейному участку с препятствиями в канале головки цилиндра.

Примечательно, что в фазах закрытого выпускного клапана наблюдаются некоторые колебания скорости, и скорость потока воздуха в выпускном тракте (не через щель) не становится равной нулю. Это можно объяснить тем, что при высоких значениях  $n$  промежуток между процессами выпуска очень мал, поток воздуха не успевает полностью покинуть выпускной канал, и соответственно, движется по инерции уже после закрытия выпускного клапана. Подобный эффект проявлялся для всех контрольных сечений. Аналогичные явления наблюдались и для процесса впуска, где скорость потока воздуха после закрытия впускного клапана также не становилась равной нулю.

По мере удаления контрольного сечения от выходного окна в головке цилиндров вид функции  $w_x = f(\varphi)$  становится более гладким (пульсации скорости практически отсутствуют), что говорит о постепенной стабилизации потока.

По рис. 2 и 3 можно проследить следующую тенденцию: максимальные скорости потока воздуха в каждом из сечений возрастают с увеличением давления на выпуске, и прирост составляет от 5 до 50 %. При этом при более высоких значениях давления пульсационные явления более выражены.

Проведенные «холодные» продувки показали необходимость дальнейшего исследования процесса выпуска в динамике для большего понимания физики колебательных явлений, следует уточнить факторы, которые наиболее существенно влияют на расход газа за процесс выпуска, и в соответствии с ними определять способы по увеличению  $G_v$  желательно с минимальными конструктивными изменениями выпускной системы. В качестве отдельной проблемы возникает задача согласования характеристик впускного и выпускного трактов.

Анализ литературных источников показывает, что практически отсутствуют данные о влиянии глушителя шума выпуска на газодинамику потока в выпускной системе. Поэтому в данной научно-исследовательской работе изучалось влияние мелкоячеистого глушителя шума расположенного на конце выпускной трубы, коэффициент сопротивления которого был равен 32. Величина коэффициента сопротивления глушителя определялось стандартным способом по перепаду статического давления в условиях, когда глушитель шума размещался на выходе из длинного круглого канала, а поток воздуха в нем был стационарным.

Результаты определения функции  $w$  от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  при разных конфигурациях выпускной системы и частотах вращения в контрольном сечении на расстоянии 140 мм представлены на рис. 5 и 6.

Было установлено, что в обоих случаях (с глушителем и без) пульсации скорости потока воздуха наиболее выражены при низких частотах вращения коленчатого вала. При этом в выпускном канале с глушителем шума значения максимальной скорости потока воздуха, как и следовало ожидать, меньше, чем в канале без него. Особенно это выражено при избыточном давлении на выпуске  $p_b$  равном 1,0 бар (рис. 5), тогда как при  $p_b = 2,0$  бар это снижение уже не так значительно (рис. 6). После закрытия выпускного клапана скорость потока воздуха в канале при всех условиях не становится равной нулю и наблюдаются некоторые флуктуации скорости, что характерно и для процесса впуска. При этом установка глушителя шума на выпуске приводит к уменьшению пульсаций скорости потока воздуха при всех условиях (особенно при  $p_b = 2,0$  бар), как в течение процесса выпуска, а также после закрытия выпускного клапана.

Подобное влияние гидравлического сопротивления на газодинамические характеристики наблюдалось и для процесса впуска в ДВС, где при использовании воздушного фильтра пульсационные эффекты в процессе впуска и после закрытия впускного

клапана присутствовали, но затухали быстрее, чем без него. При этом наличие фильтра в системе впуска также приводило к снижению максимальной скорости потока воздуха и ослаблению динамики процесса.

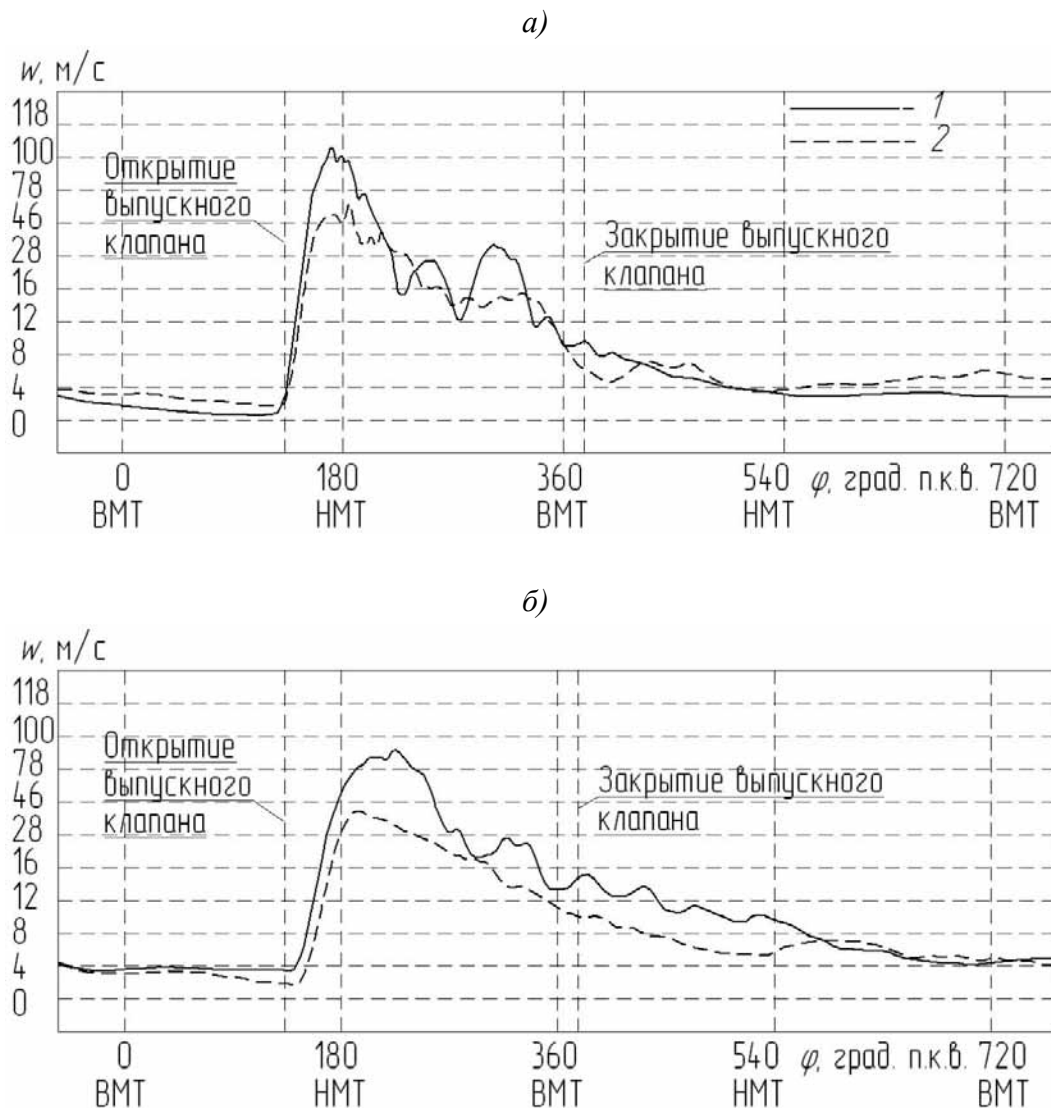


Рис. 5. Зависимость скорости потока воздуха  $w$  в выпускном канале от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  при избыточном давлении  $p_b = 1,0$  бар при разных частотах вращения коленчатого вала  $n$ : а)  $1500 \text{ мин}^{-1}$ ; б)  $3000 \text{ мин}^{-1}$ ;  
1 – без глушителя выпуска; 2 – с глушителем

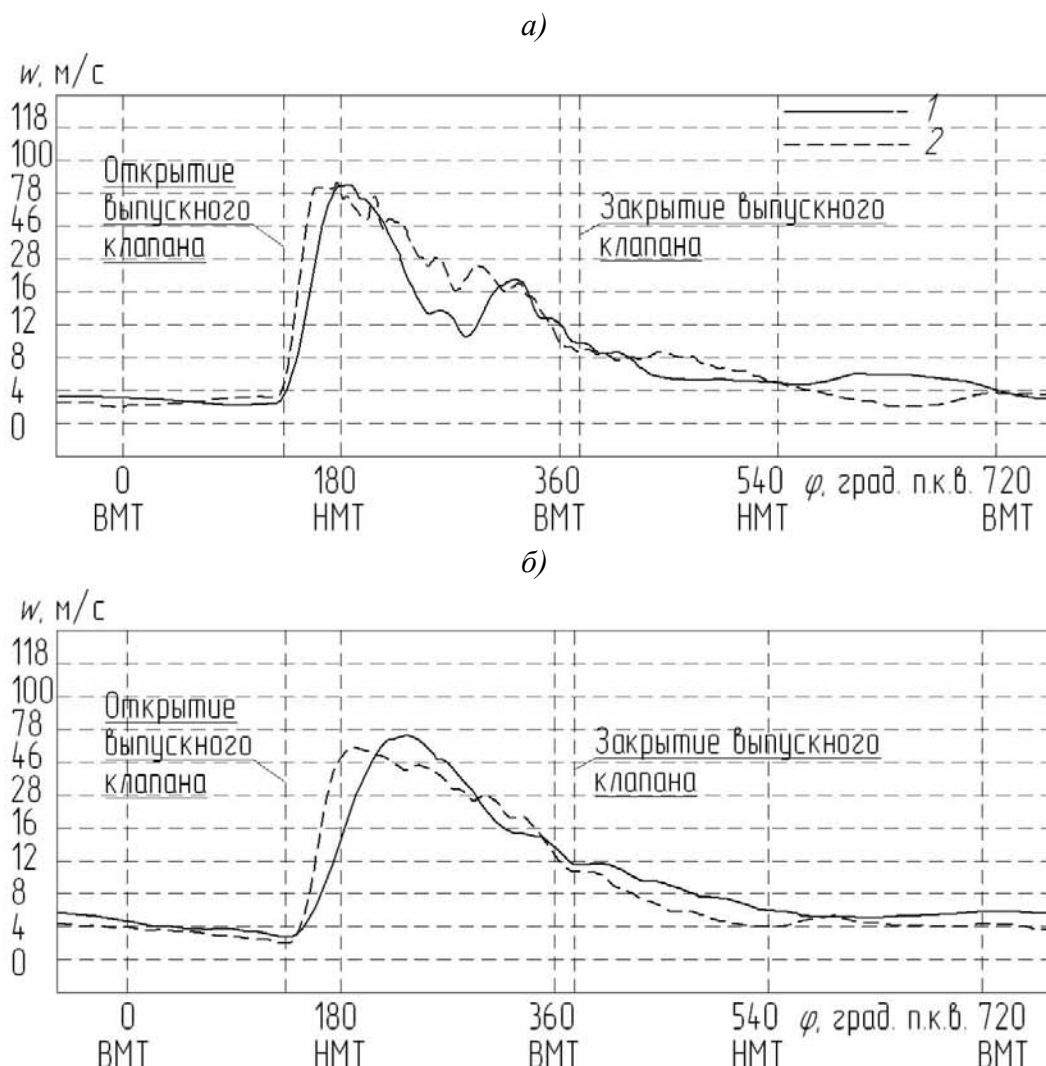


Рис. 6. Зависимость скорости потока воздуха  $w$  в выпускном канале при разных условиях на выпуске от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  при избыточном давлении  $p_b = 2,0$  бар при разных частотах вращения коленчатого вала  $n$ : а)  $1500 \text{ мин}^{-1}$ ; б)  $3000 \text{ мин}^{-1}$ ;  
1 – без глушителя выпуска; 2 – с глушителем

Путем обработки графиков изменения скорости потока за отдельный такт было рассчитано относительное изменение объемного расхода воздуха  $Q$  через выпускной канал при размещении глушителя. Оказалось, что при низких избыточных давлениях на выпуске ( $1,0$  бар) расход  $Q$  в выпускной системе с глушителем меньше, чем в системе без него. При этом на частоте вращения коленчатого вала  $600 \text{ мин}^{-1}$  эта разница составляла примерно  $1,5 \%$  (что лежит в пределах погрешности), то при  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$  эта разница достигала  $23 \%$ . Примечательно, что для высокого избыточного давления, равного  $2,0$  бар, наблюдалась противоположная тенденция. Объемный расход воздуха через выпускной канал с глушителем был больше, чем в системе без него. При этом при низких частотах вращения коленчатого вала это превышение составляло  $20 \%$ , а при  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$  лишь  $5 \%$ . Вероятно, подобный эффект можно объяснить некоторым сглаживанием пульсаций скорости потока воздуха в выпускной системе при наличии глушителя шума.

Проведенное исследование влияния глушителя шума выпуска показало, что появление глушителя значительно влияет на газодинамические и расходные характеристики процесса выпуска. Увеличение гидравлического сопротивления выпускной системы в поршневом ДВС приводит к сглаживанию пульсаций скорости потока воздуха в выпускном канале. При этом при низких избыточных давлениях на выпуске в системе с глушителем шума наблюдается уменьшение объемного расхода через выпускной канал, тогда как при высоких  $p_b$  – наоборот, происходит его увеличение по сравнению с выпускной системой без глушителя. Таким образом, оптимальный выбор характеристик глушителя шума выпуска может оказать положительное влияние на качество очистки цилиндра двигателя от отработавших газов на определенном скоростном режиме работы ДВС.

Традиционно для обеспечения равномерного поля скоростей в выпускной системе поршневых ДВС в основном применяют каналы с круглой или слегка овальной формой поперечного сечения. Вместе с тем известно, что в каналах лишенных полной симметрии возникают сложные, устойчивые вихревые течения [11], которые могут повлиять на газодинамику и расходные характеристики потока. В данной работе представлены результаты исследования влияния формы поперечного сечения выпускного канала на газодинамические и расходные характеристики процесса выпуска применительно к двигателю размерности 8,2/7,1.

В связи ограниченным количеством информации по газодинамике процесса выпуска за базовую основу был выбран прямолинейный выпускной канал с разными формами поперечного сечения (круглым, квадратным и треугольным). Во всех случаях эквивалентный (гидравлический) диаметр  $d_g$  равнялся 30 мм.

Результаты определения функции  $w$  от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  при разных частотах вращения в контрольном сечении на расстоянии 140 мм показаны на рис. 7.

На осциллограммах (рис. 7) не приведены данные для выпускного канала с треугольным поперечным сечением – это связано с тем, что данная конфигурация не дала практически никаких преимуществ по сравнению с цилиндрическим каналом. Следует отметить, что в процессе впуска в поршневом ДВС вставки с треугольным сечением, наоборот, давали наибольший положительный эффект. Вероятно, обнаруженные отличия во влиянии вставки с треугольным поперечным сечением объясняются тем, что характер течения в процессах впуска и выпуска в поршневых ДВС является принципиально разным. В процессе впуска наблюдается течение, вызванное разрежением в цилиндре, а в процессе выпуска, наоборот, поток формируется под действием избыточного давления в цилиндре – напорное течение.

Оказалось (рис. 7), что пульсации скорости потока воздуха наиболее выражены при низких частотах вращения коленчатого вала при всех конфигурациях выпускного канала. Следует отметить, что противоположный эффект наблюдался в процессе впуска в поршневом ДВС, где динамика процесса усложнялась (фиксировались более выраженные пульсации скорости потока воздуха) по мере увеличения частоты вращения коленчатого вала.

Примечательно, что после закрытия выпускного клапана скорость потока воздуха не становится равной нулю и наблюдаются некоторые флуктуации скорости. Схожий эффект наблюдался и для процесса впуска, где скорость потока воздуха после закрытия впускного клапана также не обращалась в нуль.

При этом максимальные значения скорости потока воздуха при наличии выпускного канала с квадратным поперечным сечением выше на 10-25 %, чем при использовании цилиндрического канала.

Путем обработки графиков изменения скорости потока за отдельный такт были получены зависимости местного объемного расхода  $Q$  через выпускной канал разной геометрической формы от частоты вращения коленчатого вала  $n$ . На рис. 8 показаны опытные точки зависимости  $Q = f(n)$  для различных постоянных избыточных давлений  $p_b$  перед клапаном, которые аппроксимированы линейными функциями.

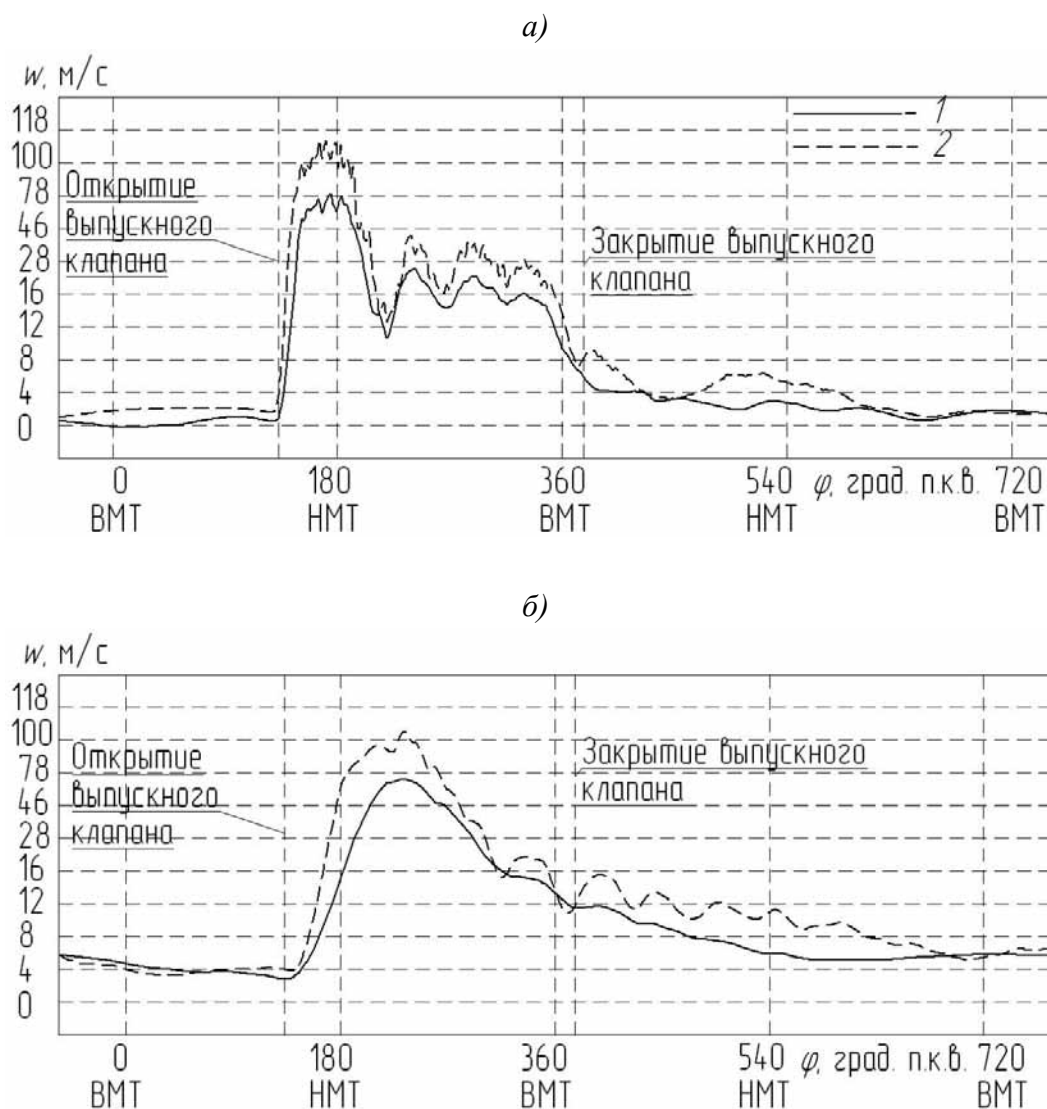


Рис. 7. Зависимость скорости потока воздуха  $w$  в выпускном канале разной формы поперечного сечения от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  при избыточном давлении  $p_b = 2,0$  бар для разных частот вращения коленчатого вала  $n$ : а)  $600 \text{ мин}^{-1}$ ; б)  $3000 \text{ мин}^{-1}$ ;  
1 – круглое поперечное сечение; 2 – квадратное поперечное сечение



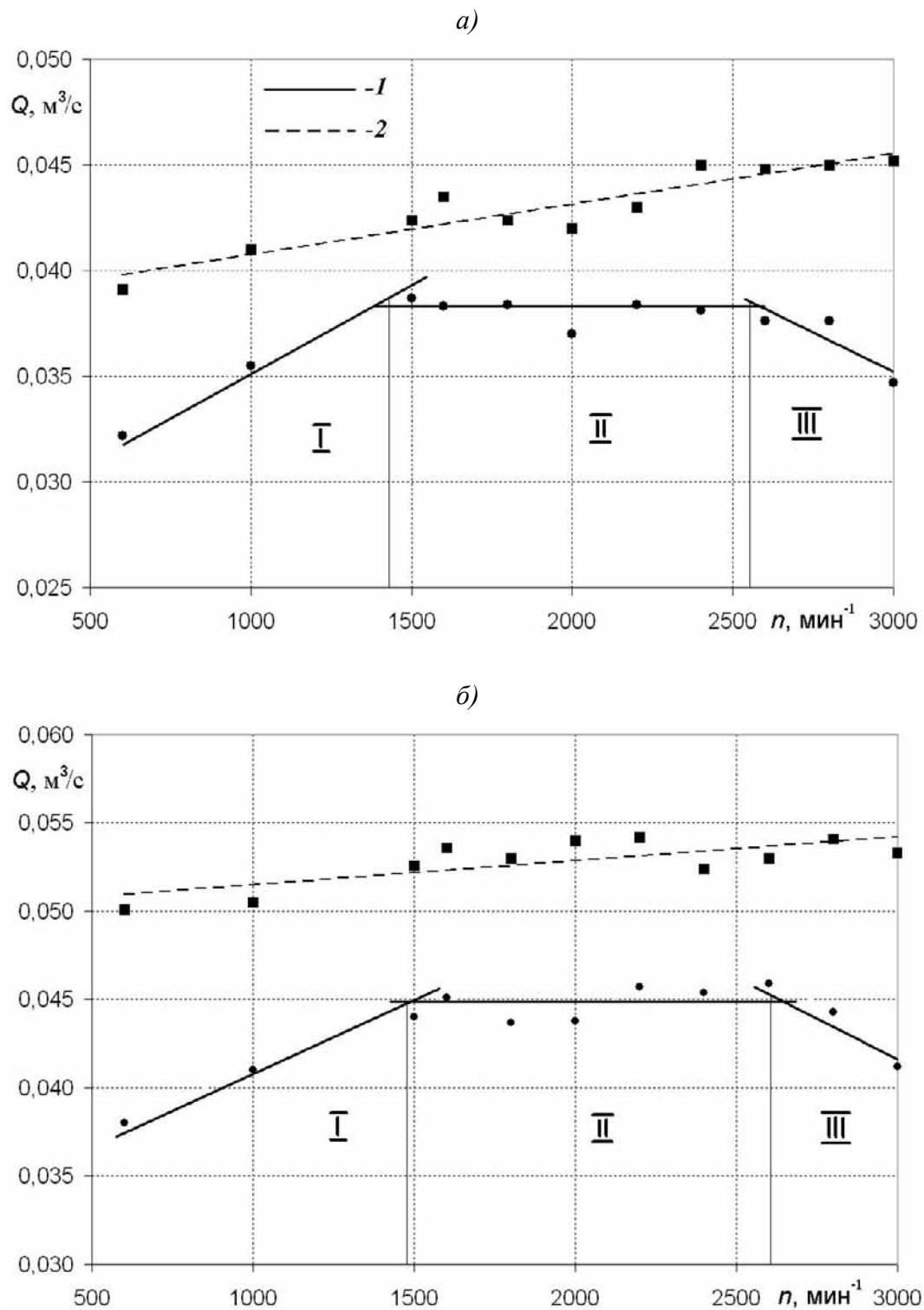


Рис. 8. Объемный расход воздуха  $Q$  через выпускной канал разной формы поперечного сечения в зависимости от частоты вращения коленчатого вала  $n$   
*a)* избыточное давление 1,0 бар; *б)* избыточное давление 2,0 бар  
 1 – круглое поперечное сечение; 2 – квадратное поперечное сечение

В результате аппроксимации экспериментальных точек для выпускного канала с круглым поперечным сечением в условиях поддержания постоянного давления  $p_b$

проявились три режимных участка: I – участок увеличения расхода (от 600 до 1500 мин<sup>-1</sup>); II – зона постоянного расхода (от 1500 до 2600 мин<sup>-1</sup>); III – участок его спада (от 2600 мин<sup>-1</sup>). Обнаруженное снижение расхода воздуха при высоких частотах вращения коленчатого вала, возможно, связано с образованием на этих режимах застойных зон в канале и соответствующим уменьшением газодинамического проходного сечения. Следует отметить, по расчету в ДИЗЕЛЬ-РК расход газа через выпускные органы монотонно возрастает с увеличением частоты вращения. Такой непрерывный прирост, по-видимому, объясняется увеличением в реальном двигателе внутрициклового давления на выпуске, приводящего, однако к снижению удельной работы.

Обработка экспериментальных данных для выпускного канала с квадратным поперечным сечением в условиях постоянного давления  $p_b$  показала, что в данном случае объемный расход линейно возрастает с увеличением частоты вращения коленчатого вала. При этом объемный расход воздуха через «квадратный» выпускной канал больше в среднем на 25 % по сравнению с цилиндрическим каналом. Возможно, обсуждаемый эффект вызван стабилизирующим влиянием турбулентных вихревых структур, образующихся в углах квадратного канала.

В целом, можно сделать следующие выводы о влиянии поперечного профилирования на процесс выпуска в поршневых двигателях:

1. Наблюдаются значительные пульсации скорости потока воздуха в процессе выпуска при всех конфигурациях выпускного канала, что наиболее ярко выражено при низких частотах вращения коленчатого вала.
2. Расход воздуха через выпускной канал увеличивается с ростом давления в системе. При этом для цилиндрического выпускного канала в условиях постоянного давления в цилиндре имеются режимы постоянного расхода (от 1500 до 2500 мин<sup>-1</sup>), после которых происходит его снижение.
3. Для выпускного канала с квадратным поперечным сечением наблюдается линейный рост объемного расхода с увеличением частоты вращения коленчатого вала; при этом объемный расход в среднем на 25 % больше по сравнению с каналом с круглым поперечным сечением, что должно привести к лучшей очистке цилиндра от отработавших газов и повышению его КПД.

Вместе с тем, учитывая специфику формирования турбулентных структур [12], следует отметить, что оптимальные геометрические характеристики выпускного тракта в целом, включая длину и местоположение профилированной вставки, равно как и достигаемый в результате использования положительный эффект, можно установить только путем НИОКР при создании или модернизации конкретного двигателя внутреннего сгорания.

Рассмотрим результаты экспериментального исследования влияния продольного профилирования на процесс выпуска.

Поскольку одним из основных факторов, ухудшающих удаление газов, является возникновение в выпускных каналах обратных токов газа [1] было предложено для их гашения выполнять выпускной канал не цилиндрической формы, а в виде конфузора. В данном случае это был сужающийся к выходу канал длиной  $L=400$  мм, диаметрами: на входе  $d_{вх} = 30$  мм, на выходе –  $d_{вых} = 21$  мм.

Совмещенные зависимости скорости  $w_x$  и давления  $p_x$  от угла поворота  $\varphi$  в исходном цилиндрическом выпускном канале при различных частотах вращения  $n$  представлены на рис. 9.

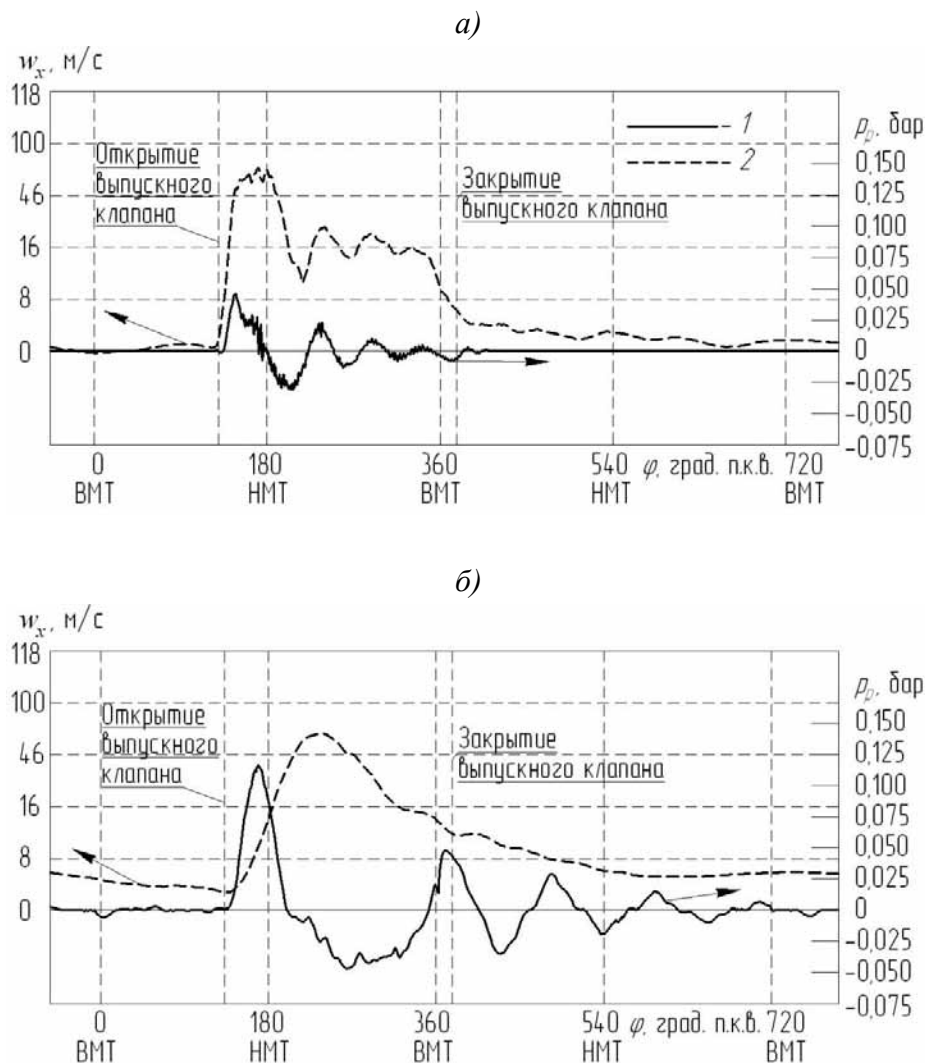


Рис. 9. Зависимости давления  $p_x$  (1) и скорости потока воздуха  $w_x$  (2) от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  в цилиндрическом выпускном канале при избыточном давлении  $p_b = 2,0$  бар при разных частотах вращения коленчатого вала: а –  $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ ; б –  $3000 \text{ мин}^{-1}$

Примечательно, что и после закрытия выпускного клапана наблюдаются значительные изменения, как скорости потока воздуха, так и давления. На этом основании следует полагать, что движение потока воздуха в выпускном тракте не прекращается, и это явление особенно характерно для высоких частот вращения коленчатого вала.

Наличие пульсации давления после закрытия выпускного клапана, по-видимому, объясняется тем, что после его закрытия удаляющийся поток вблизи клапанного узла формирует область разрежения, которая заставляет поток вернуться обратно с последующим отражением от закрытого клапана и повторением процесса это движение волны будет происходить до тех пор, пока не будет израсходована энергия потока [13].

Совмещенные зависимости скорости  $w_x$  и давления  $p_x$  от угла поворота  $\varphi$  в конфузорном выпускном канале при различных частотах вращения  $n$  представлены на рис. 10.

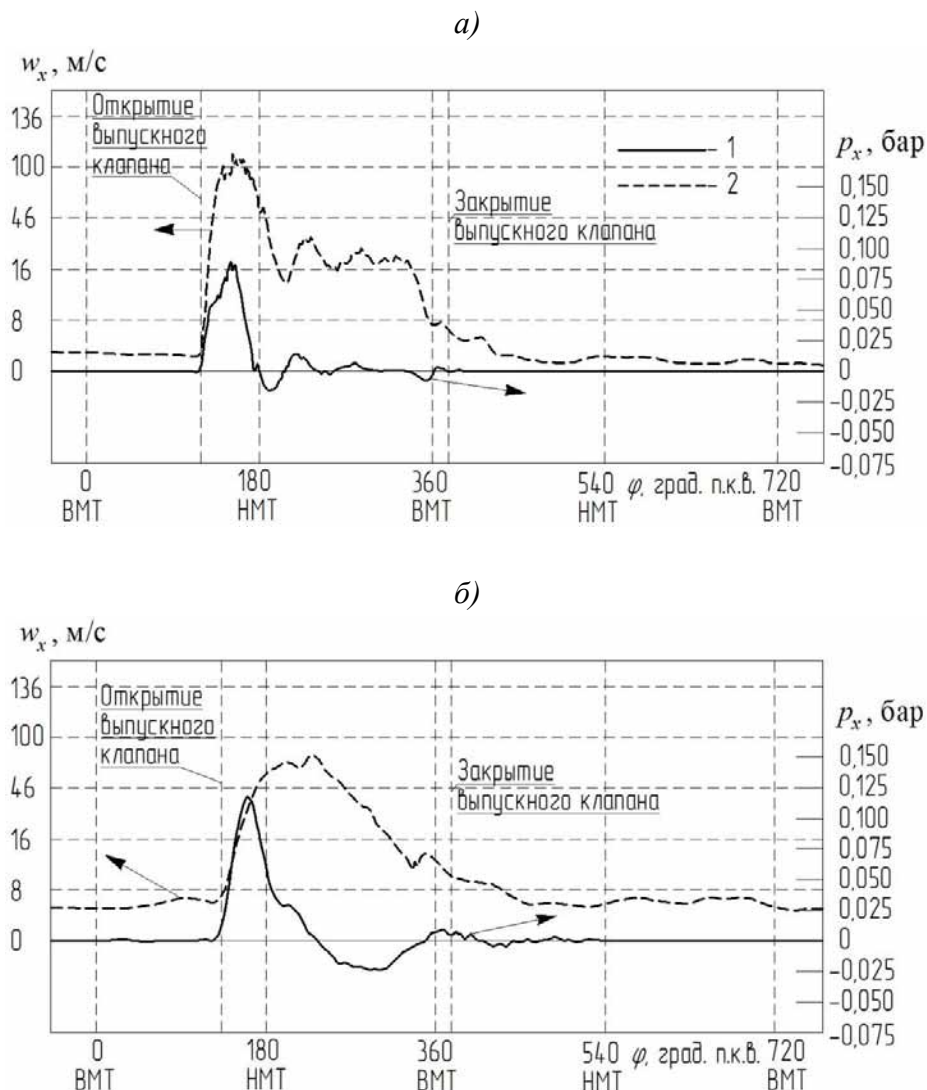


Рис. 10. Зависимости давления  $p_x$  (1) и скорости потока воздуха  $w_x$  (2) от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  в конфузормом выпускном канале при избыточном давлении  $p_b = 2,0$  бар при разных частотах вращения коленчатого вала: а –  $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ ; б –  $3000 \text{ мин}^{-1}$

Из сравнения рис. 9 и 10 видно, что скорость потока воздуха в конфузормом выпускном канале значительно выше (до 2 раз) по сравнению с цилиндрическим каналом. Максимальные значения статического давления в каналах обеих конфигураций находятся примерно на одном уровне. При этом пульсации давления в конфузормом выпускном канале существенно менее выражены, что характерно для всех частот вращения коленчатого вала и значений избыточного давления. После закрытия выпускного клапана пульсации давления в сужающемся канале не наблюдаются, что говорит о том, что в нем фактически отсутствуют обратные волны давления. В итоге, обнаруженный эффект может привести к лучшей очистке цилиндров от отработавших газов и снижению аэродинамического уровня шума в процессе выпуска. На рис. 11 представлены зависимости местного объемного расхода  $V_2$  через выпускной канал разной конфигурации от частоты вращения коленчатого вала  $n$ , а на рис. 12 и 13 показаны амплитудно-частотные спектры пульсаций давления потока воздуха  $p_x$  для разных частот вращения коленчатого вала.

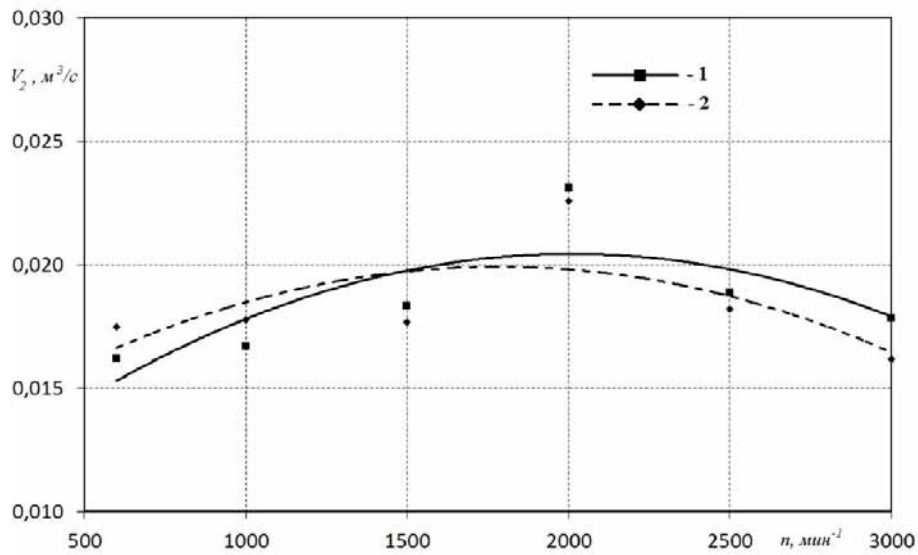


Рис. 11. Объемный расход воздуха  $V_2$  через выпускной канал в зависимости от частоты вращения коленчатого вала  $n$  для избыточного давления на выпуске  $p_b = 2,0$  бар  
1 – цилиндрический выпускной канал; 2 – конфузорный

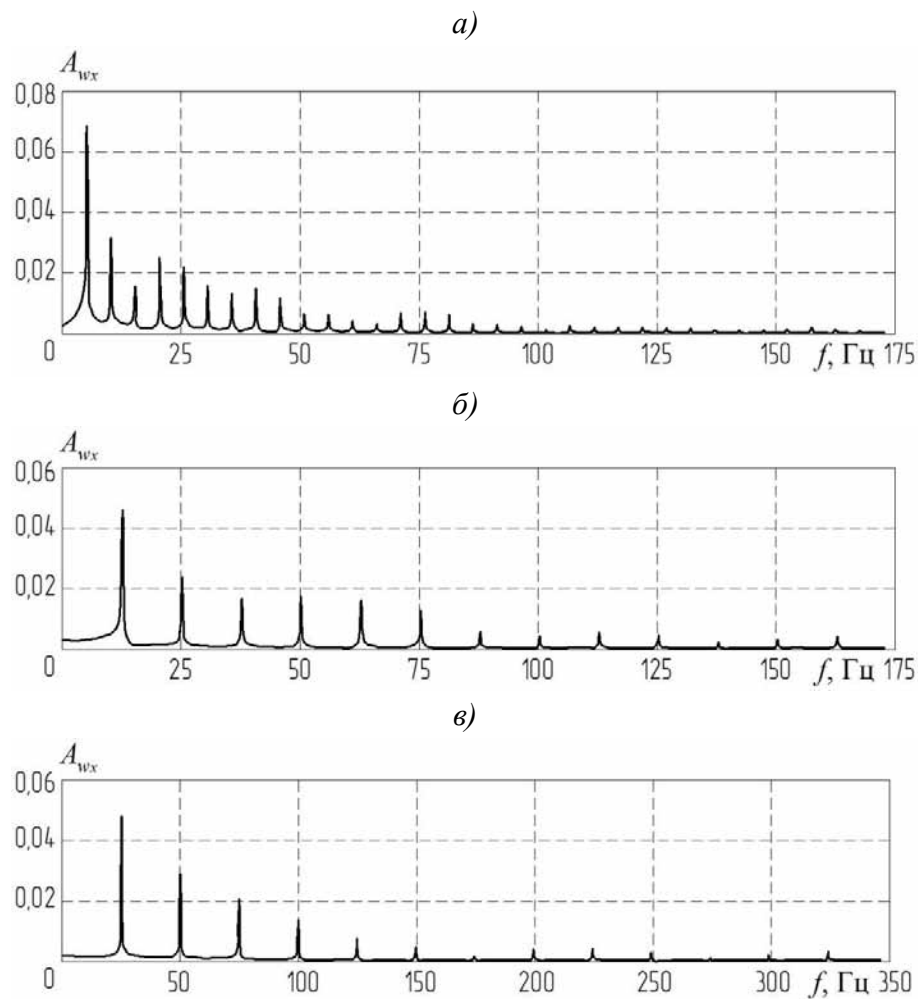


Рис. 12. Амплитудно-частотные спектры пульсаций скорости потока воздуха  $p_x$  в цилиндрическом выпускном канале при  $p_b = 2,0$  бар для разных частот вращения коленчатого вала: а –  $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ ; б –  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ; в –  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

Оказалось, что в отсутствии глушителя отличие в объемных расходах воздуха через выпускные каналы разной конфигурации практически на всех режимах работы двигателя находится в пределах погрешности эксперимента, то есть не превышает 8 %. При этом существуют отдельные режимы (рис. 11), на которых конфузорный выпускной канал является предпочтительным, поскольку объемный расход через него больше, и эта разница достигает 20 %. Это говорит о том, что очистка цилиндра на данных режимах будет лучше, что приведет к росту мощности поршневого ДВС и снижению удельного эффективного расхода топлива.

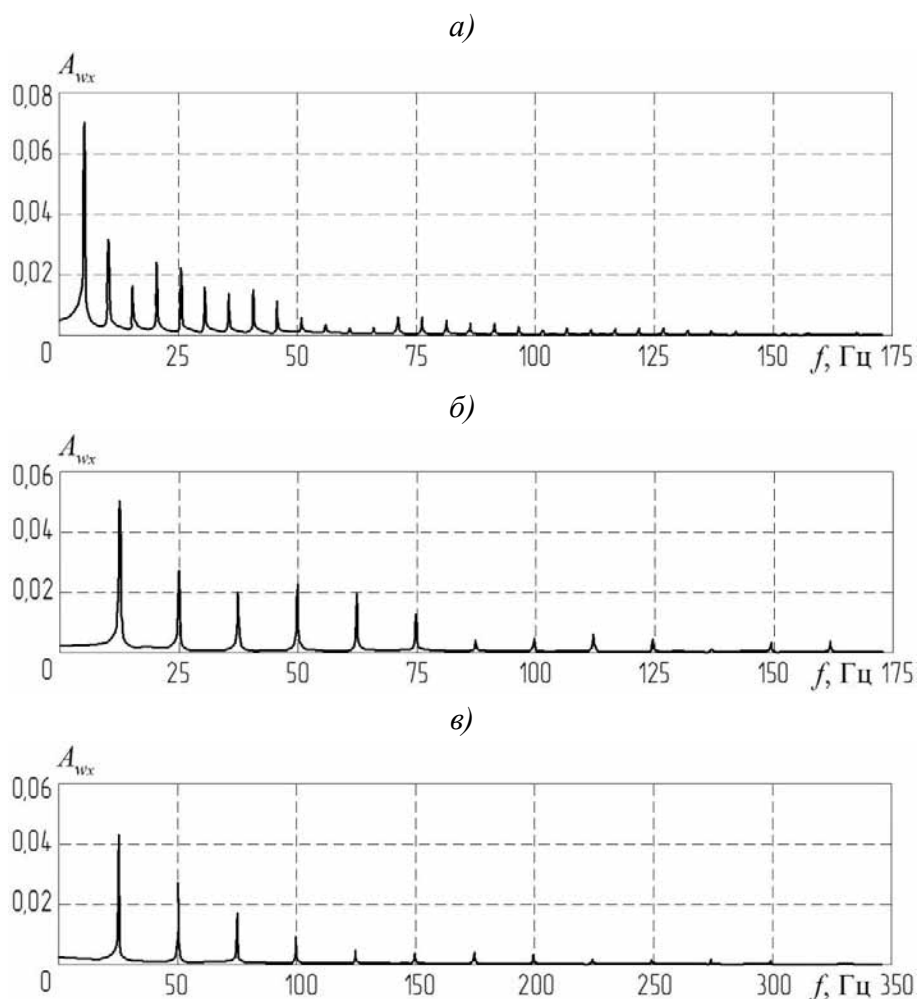


Рис. 13. Амплитудно-частотные спектры пульсаций скорости потока воздуха  $p_x$  в конфузорном выпускной канале при  $p_b = 2,0$  бар для разных частот вращения коленчатого вала: а –  $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ ; б –  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ; в –  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

Сопоставление амплитудно-частотных спектров пульсаций скорости потока в выпускном канале разной конфигурации (рис. 12 и 13) видно, что они имеют ряд существенных отличий. При  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$  значимые амплитуды спектров пульсаций скорости  $w_x$  в выпускных каналах разной конфигурации имеют различную кратность: для конфузорного канала спектр более плотный. При этом на всех режимах мощность спектра в сужающемся канале меньше. При высоких частотах вращения коленчатого вала  $n$  кратность значимых амплитуд спектров одинакова, однако, количество пиков для конфузорного канала меньше. Рассматриваемые отличия могут свидетельствовать о том, что для двигателя с

конфузорным выпускным каналом глушитель шума может иметь более простую конструкцию, поскольку гасить нужно меньшее количество пульсаций и они имеют меньшую амплитуду. Следовательно, он может иметь меньшее гидравлическое сопротивление, что позволит улучшить газоудаление.

Таким образом, проведенное исследование по оценке влияния продольного профилирования на процесс выпуска показало, что использование в выхлопной системе поршневого ДВС конфузорного выпускного канала имеет ряд преимуществ по сравнению с традиционным цилиндрическим. В перспективе эта мера может позволить на некоторых режимах работы двигателя улучшить очистку цилиндров от отработавших газов (до 20 % по сравнению с цилиндрическим каналом), упростить конструкцию глушителя шума, снизить затраты на выхлопную систему поршневого двигателя.

## Теплообменные характеристики потока в выпускных каналах поршневых ДВС

Такт выпуска в поршневом ДВС является скоростным, высокочастотным процессом. Поэтому для расчета теплоперепада и для определения температурных напряжений в выпускном коллекторе (канале) необходимы данные о мгновенной локальной теплоотдаче в нем. Однако они практически отсутствуют, что заставляет производить инженерные расчеты в виде оценок по показателям стационарных продувок. Вместе с тем известно, что коэффициент теплоотдачи в нестационарных условиях может отличаться от стационарного случая в 2-4 раза [14-17]. Это различие объясняется динамической перестройкой структуры течения в пограничном слое.

С целью установления влияния динамики на интенсивность теплоотдачи в выпускном тракте ДВС проводились исследования на натурной модели поршневого двигателя размерности 8,2/7,1.

Совмещенные зависимости скорости потока воздуха  $w$  и локального коэффициента теплоотдачи  $\alpha_x$  от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  при разных частотах его вращения  $n$  для избыточного давления  $p_b = 2,0$  бар представлены на рис. 14. Применение неравномерной шкалы на рисунке обусловлено нелинейной тарировочной кривой термоанемометра.

При определении газодинамических условий теплоотдачи в выпускном канале было обнаружено, что пульсации скорости потока воздуха наиболее выражены при низких частотах вращения коленчатого вала при всех значениях избыточного давления (рис. 14, а). Следует отметить, что противоположный эффект наблюдается в процессе впуска в поршневом ДВС, где динамика процесса усложняется (фиксируются более выраженные пульсации скорости потока воздуха) по мере увеличения частоты вращения коленчатого вала. Примечательно, что после закрытия выпускного клапана скорость потока воздуха не становится равной нулю и наблюдаются некоторые флуктуации скорости. Схожий эффект существует и для процесса впуска, где скорость потока воздуха после закрытия впускного клапана также не обращается в нуль.

Влияние гидродинамических факторов проявляется в динамике процесса теплоотдачи. Возникает (рис. 14) запаздывание по углу интенсивности изменения теплоотдачи от изменения скорости потока воздуха на величину  $\Delta\varphi$ . При этом угол  $\Delta\varphi$  увеличивается с ростом частоты вращения коленчатого вала при всех значениях избыточного давления  $p_b$  во всех исследуемых сечениях. Также можно отметить, что вид кривой изменения локального коэффициента теплоотдачи становится более гладким при высоких значениях частоты вращения коленчатого вала.

На этой основе, можно предположить, что в процессе выпуска возникает несколько режимов течения потока воздуха (определяемых частотой вращения коленчатого вала), которые соответственно влияют на структуру и интенсивность изменения локального коэффициента теплоотдачи. Поэтому необходимо более подробно рассмотреть газодинамические особенности процесса выпуска, чтобы представить механизм изменения локального коэффициента теплоотдачи на различных скоростных режимах двигателя. Для этого обратимся к рис. 15, на котором показаны амплитудно-частотные спектры пульсаций скорости потока воздуха  $w$  в выпускном канале ДВС при избыточном давлении 2,0 бар для разных частот вращения коленчатого вала.



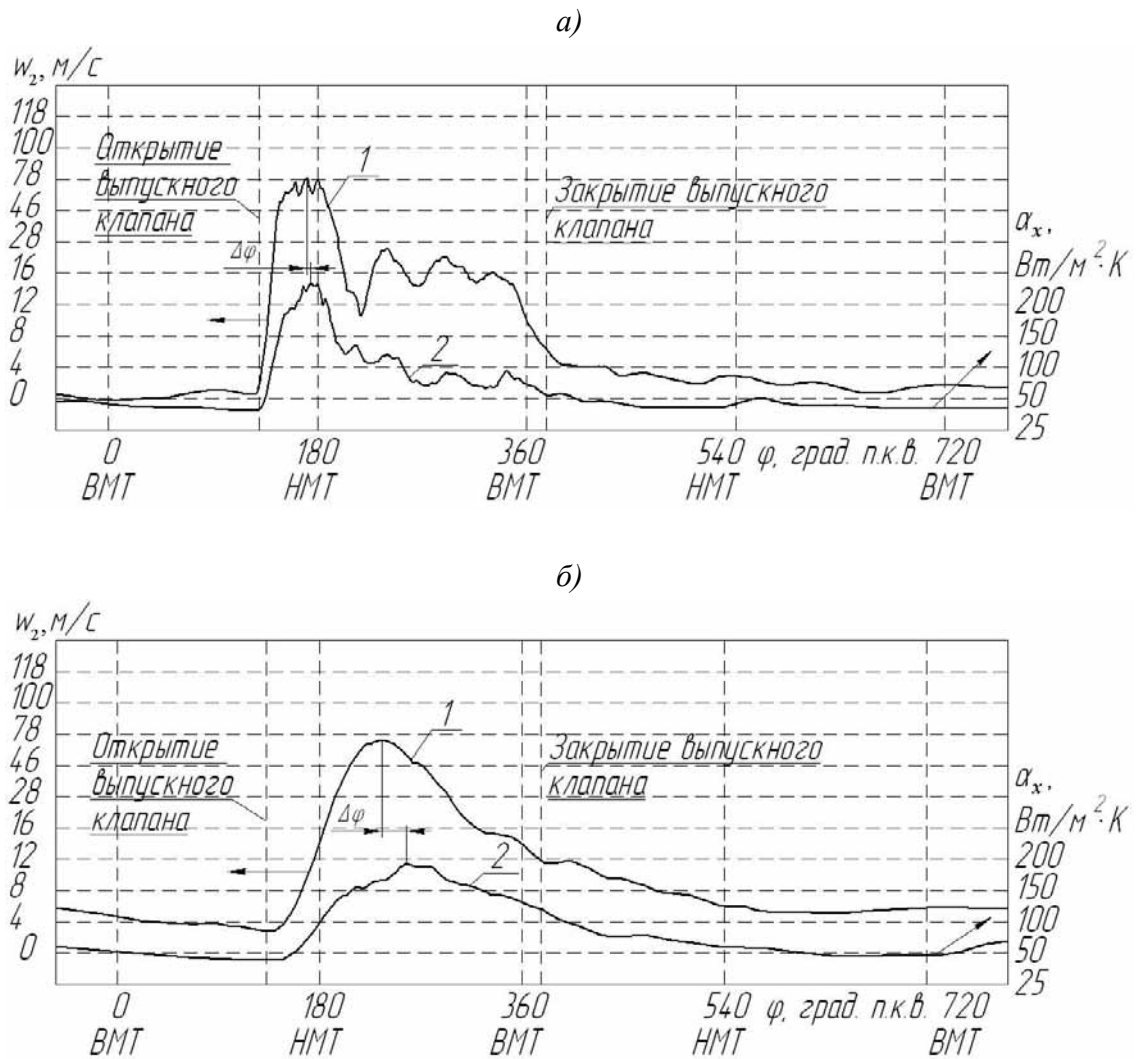


Рис. 14. Зависимости скорости потока воздуха  $w$  (1) и локального коэффициента теплоотдачи  $\alpha_x$  (2) от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  в выпускном канале при избыточном давлении  $p_b = 2,0$  бар при разных частотах вращения коленчатого вала:

$a - n = 600 \text{ мин}^{-1}$ ;  $b - n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

Оказалось (рис. 15), что при всех значениях частоты вращения коленчатого вала значимые частоты спектра являются кратными. Например, для  $n = 600 \text{ мин}^{-1}$  эти частоты равны 5, 10, 15, 20 Гц и так далее. С ростом частоты вращения коленчатого вала кратность увеличивается: при  $n = 600 \text{ мин}^{-1}$  значимые частоты простираются до 50 Гц и их кратность составляет 5, тогда как для более высоких  $n$  значимые частоты смещаются в область более высоких значений (до 80 и 120 Гц) и их периодичность также возрастает (12,5 и 25).

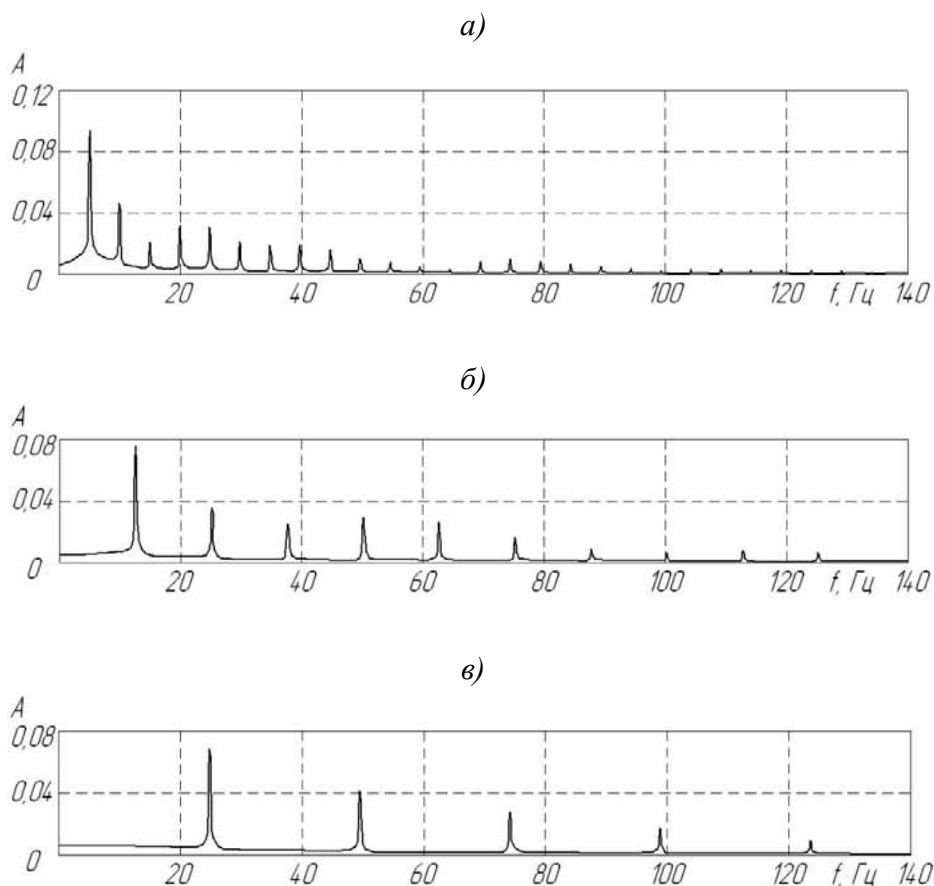


Рис. 15. Амплитудно-частотные спектры пульсаций скорости потока воздуха  $w$  в выпускной канале при  $p_b = 2,0$  бар для разных частот вращения коленчатого вала:

$a - n = 600 \text{ мин}^{-1}$ ;  $б - n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ;  $в - n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

Также обращает на себя внимание характер изменения амплитуды значимых частот спектра при разных  $n$ . Так при  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$  (рис. 15, в) наблюдается практически линейный спад амплитуды по мере увеличения частоты, тогда как при низких и средних  $n$  такая зависимость отсутствует, что вероятно, объясняется сменой режима течения с ростом частоты вращения коленчатого вала ДВС. На возможную смену режима течения также указывают данные (рис. 16) о зависимости расхода воздуха  $V_2$  от частоты вращения коленчатого вала  $n$  для различных постоянных избыточных давлений  $p_b$  перед клапаном, которые аппроксимированы линейными функциями.

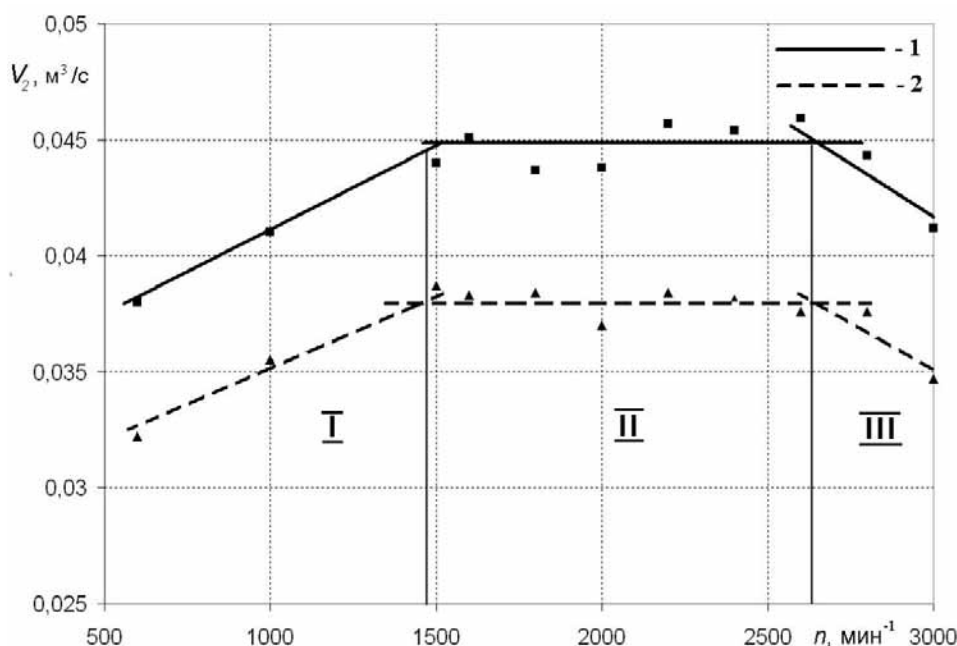


Рис. 16. Объемный расход воздуха  $V_2$  ( $L_2 = 140$  мм) через выпускной канал в зависимости от частоты вращения коленчатого вала  $n$   
 1 –  $p_b = 2,0$  бар; 2 –  $p_b = 1,0$  бар

В результате аппроксимации в условиях поддержания постоянного давления  $p_b$  в цилиндре-камере проявились три режимных участка: I – участок увеличения расхода (от 600 до 1500  $\text{мин}^{-1}$ ); II – зона постоянного расхода (от 1500 до 2600  $\text{мин}^{-1}$ ); III – участок его спада (от 2600  $\text{мин}^{-1}$ ). Обнаруженное снижение расхода воздуха при высоких частотах вращения коленчатого вала, возможно, связано с изменением структуры течения, образованием на этих режимах застойных зон в канале и соответствующим уменьшением сективного проходного сечения выпускного тракта.

Таким образом, анализ амплитудно-частотных спектров, скоростных и расходных характеристик в выпускном канале поршневого ДВС свидетельствует о том, что с ростом частоты вращения коленчатого вала газодинамика процесса выпуска меняется, происходит смена режима течения потока. Это должно приводить к трансформации зависимости локального коэффициента теплоотдачи по углу  $\varphi$ .

Было установлено (рис. 17), что с ростом частоты вращения коленчатого вала  $n$  наблюдается снижение максимальных значений локального коэффициента теплоотдачи  $\alpha_x$ , а также происходит ожидаемое смещение пиков по углу поворота коленчатого вала  $\varphi$  (наиболее существенно при  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ ).

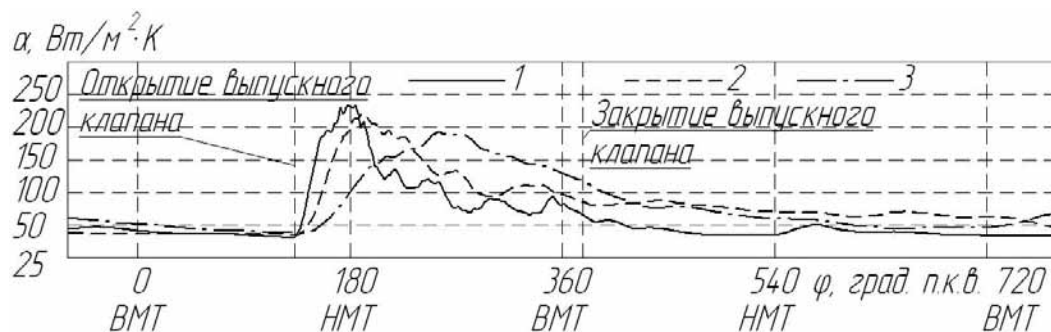


Рис. 17. Зависимость мгновенных локальных коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_x$  в выпускном канале от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  при избыточном давлении 2,0 бар при разных частотах вращения коленчатого вала:

1 –  $n=600 \text{ мин}^{-1}$ ; 2 –  $n=1500 \text{ мин}^{-1}$ ; 3 –  $n=3000 \text{ мин}^{-1}$

Сравнение значений локального коэффициента теплоотдачи  $\alpha_x$  в статическом и динамическом режимах движения потока (рис. 18) показывает, что для выпускного тракта ДВС нестационарность также приводит к сильному снижению теплоотдачи, которое может достигать 2,5 раз.

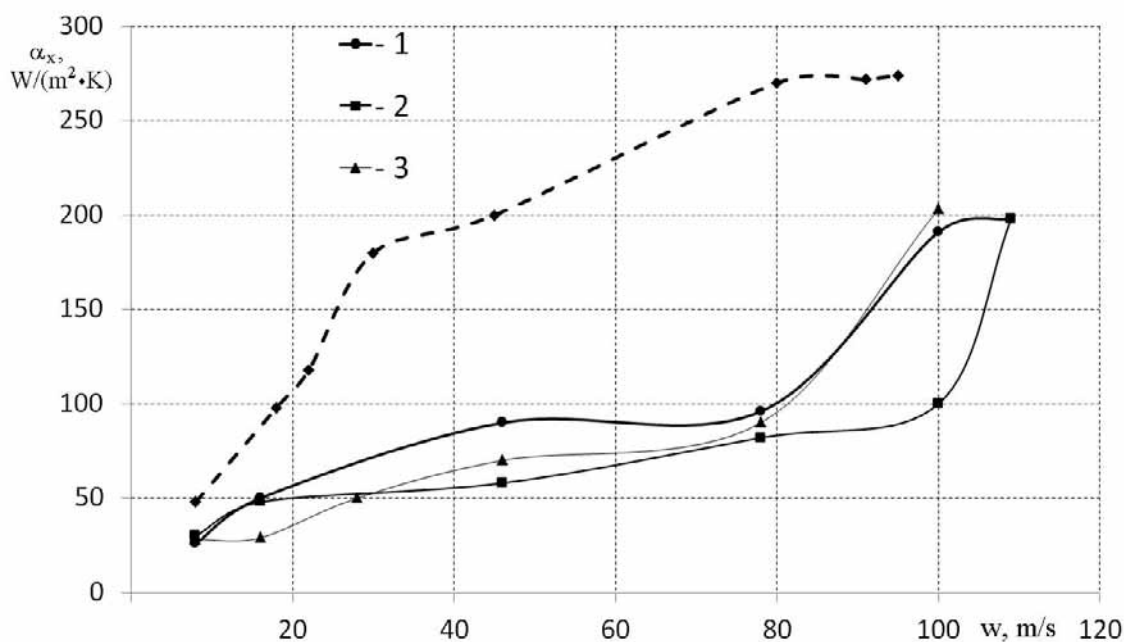


Рис. 18. Зависимость локального ( $l_x = 110 \text{ мм}$ ) коэффициента теплоотдачи  $\alpha_x$  от скорости потока воздуха  $w$  в выпускной системе двигателя:

1 –  $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ ; 2 –  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ; 3 –  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

--- стационарный поток; — пульсирующий поток

Можно отметить, что в динамическом режиме продувки выпускной системы, максимальные значения локального коэффициента теплоотдачи достигают примерно одного значения около  $200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  в диапазоне скоростей от 100 до 110 м/с при всех значениях частоты вращения коленчатого вала двигателя.

В целом, по результатам проведенного исследования можно заключить, что мгновенный локальный коэффициент теплоотдачи наиболее существенно зависит от частоты вращения коленчатого вала двигателя  $n$  и угла поворота коленчатого вала  $\varphi$ . При этом с ростом  $n$  вероятно происходит перестройка структуры течения в выпускном канале, что оказывает влияние как на расходные, так и теплообменные характеристики процесса выпуска в поршневом ДВС. Это в свою очередь усложняет задачу расчета температурных напряжений в выпускном коллекторе, поскольку необходимо учитывать динамику процесса выпуска, т.е. применять только эмпирические выражения теплообмена, отражающие динамику данного процесса для конкретного типоразмера двигателя.

Следует отметить, что наибольшая сложность исследования процессов газообмена в поршневых ДВС состоит в том, что они подвержены влиянию высокочастотной газодинамической нестационарности. Было установлено, что время релаксации потока (время восстановления установившегося режима течения после полного замедления потока) в системах двигателей составляет от 0,04 до 0,08 секунды. Тогда как периодичность процессов газообмена при  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$  составляет 0,02 секунды. Таким образом, установившееся течение в газовоздушных трактах поршневых ДВС не формируется. Это обстоятельство существенно влияет на показатели качества процессов газообмена двигателей (коэффициент наполнения, коэффициент остаточных газов и другие) и подогрев свежего заряда или охлаждение отработавших газов, а также на температурные напряжения во впускных и выпускных коллекторах. По результатам проведенных исследований можно сделать вывод, что нестационарность существенно влияет на газодинамические и теплообменные характеристики процессов газообмена. Это в свою очередь говорит о необходимости исследования рассматриваемых процессов в динамике.

Главной особенностью газодинамических и теплообменных процессов во впускных и выпускных системах двигателей является сильная газодинамическая нестационарность, обусловленная быстрым периодическим ускорением и замедлением потока, связанных с цикличностью рабочего процесса ДВС. Установлено, что при впуске в атмосферных ДВС нестационарность приводит к существенному снижению локальных коэффициентов теплоотдачи, которое может достигать в сравнение со стационарным течением 2,5 раз. Одним из методов совершенствования процессов газообмена, который далеко не исчерпал свой потенциал, является поперечное профилирование каналов. Так профилированием впускного тракта в атмосферных двигателях можно получить: увеличение объемного расхода воздуха, подавление высокочастотных пульсаций воздушного потока и другие преимущества. При этом поперечное профилирование выпускного тракта двигателя также приводит к росту объемного расхода газа, покидающего цилиндр.

Коренным образом отличаются гидродинамика и теплоотдача процесса впуска при осуществлении наддува. Существенным образом изменяется сам механизм процессов, происходящих в каналах. В результате использование одних и тех же мер (например, поперечного профилирования каналов) приводят к абсолютно разным результатам в двигателях с наддувом и без него. Эффективными при наддуве оказываются уже другие меры, например, при сбросе из впускного трубопровода определенной части сжатого в компрессоре воздуха происходит снижение пульсаций скорости и давления потока, а также уменьшение локального коэффициента теплоотдачи при сохранении массового расхода воздуха, поступающего в двигатель.

Другой важной особенностью газообмена в поршневых ДВС является то, что процессы впуска и выпуска объединены общим циклом, а следовательно, влияют друг на друга, имеют

взаимосвязанный физический механизм. При этом исследование этих динамических процессов численным моделированием из-за математических проблем, возникающих при использовании сложных моделей, допустимо лишь для их сравнительного анализа. Применение стационарных или квазистационарных методов в иных целях может привести к недопустимым погрешностям, в особенности при изучении рабочих процессов современных быстроходных двигателей.

Стало очевидным, что провести точный расчет подогрева свежего заряда (или охлаждения отработавших газов), определить динамику распределения температуры в элементах тракта, а затем найти температурные напряжения в коллекторах можно только на основе эмпирических уравнений, описывающих нестационарность данных процессов.

Указанные проблемы и приведенные возможные способы их решения должны способствовать изменению представлений о принципах совершенствования впускных и выпускных систем поршневых ДВС. Исследователи и инженеры встали перед фактом новых методик расчета и проектирования систем двигателей.

## Заключение

Таким образом, в ходе выполнения научных исследований при финансовой поддержке молодых ученых УрФУ в рамках реализации программы развития УрФУ, были разработаны методики, спроектированы, изготовлены и отлажены натурные экспериментальные установки для исследования газодинамических и теплообменных характеристик потока в процессе выпуска в поршневом ДВС. Экспериментальные установки оснащены системой автоматической системой сбора и обработки опытных данных, в состав которой входят термоанемометры постоянной температуры, датчики давления, тахометр, термопары и аналого-цифровой преобразователь.

Проведенный комплекс исследований процесса выпуска в поршневых двигателях дал следующие основные результаты:

1. Показано, что путем поперечного профилирования выхлопного канала можно приобрести ряд преимуществ:
  - увеличение объемного расход газа через выпускную систему в среднем на 25 % больше по сравнению с каналом с круглым поперечным сечением, что должно привести к лучшей очистке цилиндра от отработавших газов и повышению его КПД;
  - для выпускного канала с квадратным поперечным сечением наблюдается линейный рост объемного расхода с увеличением частоты вращения коленчатого вала, что приведет к улучшению очистки цилиндров от отработавших газов на основных режимах работы двигателя.
2. Показано, что использование продольного профилирования (конфузорного участка) в выхлопной системе поршневого ДВС имеет ряд преимуществ по сравнению с традиционным цилиндрическим. Эта мера на некоторых режимах работы двигателя может привести к:
  - улучшению очистку цилиндров от отработавших газов (до 20 % по сравнению с цилиндрическим каналом);
  - упрощению конструкции глушителя шума за счет снижения колебательных явлений в выхлопной системе;
  - снижению энергетических затрат на выхлопную систему поршневого двигателя за счет стабилизации течения в системе.
3. Выявлены закономерности влияния фильтра на характеристики процесса выпуска. Установлено, что оптимальный выбор характеристик глушителя шума выпуска может оказать положительное влияние на качество очистки цилиндра двигателя от отработавших газов на определенном скоростном режиме работы ДВС.
4. Выявлены частота и амплитуда изменения скорости и давления при колебательном, возвратно-поступательном течении газа в выхлопной системе ДВС после закрытия выпускного клапана, что позволит уточнить методы расчета рабочего процесса поршневого ДВС.
5. Разработана оригинальная конструкция выхлопной системы поршневого двигателя (см. приложение 3), повышающие эффективность очистки цилиндра от отработавших газов.
6. Установлено, что существуют значительные отличия в закономерностях изменения локальных коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_x$  при стационарном и пульсирующем

течениях воздуха в каналах, характерных для выхлопных систем ДВС. При этом гидродинамическая нестационарность снижает интенсивность теплоотдачи до 2,5 раз.

7. Показано, что провести точный расчет подогрева свежего заряда (или охлаждения отработавших газов) в процессах газообмена, определить динамику распределения температуры в элементах тракта, а затем найти температурные напряжения в коллекторах можно только на основе эмпирических уравнений, описывающих нестационарность данных процессов.



## Список использованных источников

1. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания / Б. Х. Драганов, М. Г. Круглов, В. С. Обухова – К.:Вища шк. Головное изд-во, 1987. – 175 с.
2. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей / М. М. Вихерт, Ю. Г. Грудский– М.: Машиностроение, 1982. – 151 с., ил.
3. Янович Ю. В., Войтка В. Г. Анализ способов вихреобразования во впускной системе автомобильных двигателей с распределенным впрыском бензина / Ю. В. Янович, В. Г. Войтка // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС. Материалы VII Междунар. науч. – практ. семинара. – Владимир, 1999. – с.28-31.
4. Об изменении газодинамики процесса выпуска в поршневых ДВС при установке глушителя / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, А. В. Крестовских, Д. Л. Падаляк // Вестник академии военных наук, 2011, № 2. С. 267-270.
5. Жилкин Б. П. Стабилизация течения потока в системе выхлопа поршневого ДВС / Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников, В. К. Антонов // Тяжелое машиностроение, 2012, № 3. С. 13-16.
6. Жилкин Б. П. Мгновенная локальная теплоотдача в выпускном тракте поршневого ДВС // Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников // Materiály VIII mezinárodní vědecko - praktická conference «Aktuální vymoženosti vědy - 2012». - Díl 21. Technické vědy: Praha. Publishing House «Education and Science», 2012. S. 38-45.
7. Плотников Л. В. Динамика изменения скорости и давления потока в выпускном канале поршневого ДВС / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Н. И. Григорьев // Леса России и хозяйство в них, 2012, № 1-2 (42-43). С. 82-83.
8. Плотников Л. В. Актуальные проблемы совершенствования процессов газообмена ДВС / Л. В. Плотников, Н. И. Григорьев, Б. П. Жилкин // Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках: Тезисы докладов XIX Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А. И. Леонтьева (20-24 мая 2013 г., Орехово-Зуево). – М.: Издательский дом МЭИ, 2013. – С. 139-140.
9. Плотников Л. В. Зависимость расходных характеристик процесса выпуска в ДВС от формы поперечного сечения канала / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Н. И. Григорьев // Турбины и дизели, 2013, № 4. С. 56-60.
10. Плотников Л. В. Особенности численных и экспериментальных исследований процесса выпуска в поршневых ДВС / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Н. И. Григорьев // Materiály IX mezinárodní vědecko - praktická conference «Přední vědecké novinky – 2013». – Díl 10. Technické vědy. Chemie a chemická technologie: Praha. Publishing House «Education and Science», 2013. S. 31-34.
11. Кутателадзе С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие / С. С. Кутателадзе. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
12. Климонтович Ю. Л. Турбулентное движение и структура хаоса: новый подход к статистической теории открытых систем / Ю. Л. Климонтович. – М.: Наука, 1990. – 320 с.
13. Луканин В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учеб. / В. Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян и др.; [под ред. В.Н. Луканина]. – М.: Высш. шк., 1995. – 368 с.

14. Краев В.М. Теплообмен и гидродинамика турбулентных течений в условиях гидродинамической нестационарности. / В.М. Краев // Изв. вузов. Авиационная техника. 2005. №3, стр. 39-42.

15. Бухаркин В.Б. Влияние гидродинамической нестационарности на теплообмен и гидравлическое сопротивление в трубе / В.Б. Бухаркин, В.М. Краев // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: тр. XV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А.И. Леонтьева, 23-27 мая 2005 г., Калуга, Россия. М.: МЭИ, 2005. С.71-74.

16. Турбулентный теплоперенос в условиях гидродинамической нестационарности / В.Е. Алемасов, Ф.С. Занько, Н.И. Михеев, В.М. Молочников, Г.В. Стинский // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: тр. XV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А.И. Леонтьева, 23-27 мая 2005 г., Калуга, Россия. М.: МЭИ, 2005. С.41-44.

17. Плотников Л.В. Динамические характеристики газодинамики и теплоотдачи во впускном тракте поршневого ДВС / Л.В. Плотников, Б.П. Жилкин // Двигателестроение. – 2009. – №2. – С. 55-56.

**Приложение 1. Статья «Особенности численных и экспериментальных исследований процесса выпуска в поршневых ДВС».**

**IX Международная научно-практическая конференция «Передовые научные разработки – 2013» (Чехия, Прага, 27 августа – 05 сентября 2013 г.).**

Vydáno Publishing House «Education and Science»,  
Frýdlanská 15/1314, Praha 8  
Spolu s DSP SHID, Berdianskaja 61 B, Dnepropetrovsk

**Materiály IX mezinárodní vědecko - praktická konference  
«Přední vědecké novinky – 2013».** - Díl 10. Technické vědy.  
Chemie a chemická technologie: Praha. Publishing House  
«Education and Science» s.r.o - 80 stran

**Šéfredaktor:** Prof. JUDr. Zdeněk Černák

**Náměstek hlavního redaktor:** Mgr. Alena Pelicánová

**Zodpovědný za vydání:** Mgr. Jana Štefko

**Manažer:** Mgr. Helena Žáková

**Technický pracovník:** Bc. Kateřina Zahradníčková

IX sběrné nádobě obsahují materiály mezinárodní vědecko - praktická  
konference «Přední vědecké novinky» (27 srpna - 05 září 2013 roku)  
po sekcích «Technické vědy, Chemie a chemická technologie»

Pro studentů, aspirantů a vědeckých pracovníků

Cena 270 Kč

ISBN 978-966-8736-05-6

© Kolektiv autorů, 2013

© Publishing house «Education and Science» s.r.o.

## TECHNICKÉ VĚDY

### MECHANIKA

Романченко М.К.

#### ОБСЛЕДОВАНИЕ СОСТОЯНИЯ ФУНДАМЕНТОВ МАШИН С ДИНАМИЧЕСКИМИ НАГРУЗКАМИ

Фундаменты машин при динамическом нагружении являются источником волн, вызывающих вибрации других строительных конструкций зданий и сооружений. При определенных условиях фундаменты машин и оборудования могут испытывать значительные колебания, способствующие развитию деформаций фундаментов и конструкций, увеличению осадок основания, нарушению работы машин и технологического процесса.

Повышенная вибрация фундаментов машин с динамическими нагрузками и прилегающих строительных конструкций обусловлена:

отсутствием на стадии проектирования в ряде случаев достаточно надежных данных о фактических динамических нагрузках, передаваемых машинами на фундамент, особенно машинами новых типов;

некорректным определением расчетных значений параметров колебаний фундаментов из-за несовершенства расчетных схем системы основание – фундамент – машина или неточности исходных данных о свойствах основания, в том числе его динамических характеристик;

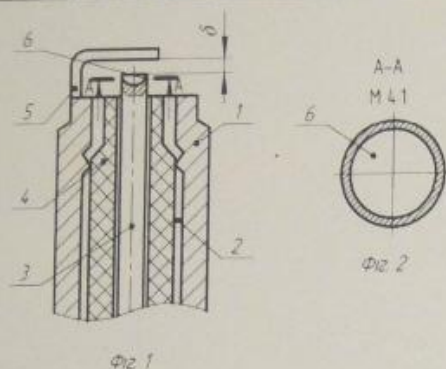
отсутствием для машин некоторых видов методов динамического расчета их фундаментов, учитывающих с необходимой достоверностью специфику совместной работы таких машин с фундаментом и основанием;

неудачным (в отношении уменьшения динамических воздействий на конструкции и обеспечения нормальной работы машины) размещением фундамента в плане и расположением самой машины на фундаменте;

статическим и динамическим деформированием фундамента, снижением прочности грунта при характерном для всех промышленных площадок подъеме уровня грунтовых вод и одновременном действии вибраций, а также изменением конструктивной схемы строительных конструкций в процессе эксплуатации (добавлением или утратой отдельных связей, элементов, изменением эксплуатационных нагрузок, заменой оборудования и т.д.).

Обследование динамического состояния фундаментов включают:

определение состояния машины, целостности связи ее с фундаментом, а также характера и степени деформирования фундамента;



## ENERGETIKA

Доц., к.т.н. Плотников Л. В., проф., д.ф.м.н. Жилкин Б.П.,  
асп. Григорьев Н. И.

ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет  
имени первого Президента России Б.Н.Ельцина»

### ОСОБЕННОСТИ ЧИСЛЕННЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРОЦЕССА ВЫПУСКА В ПОРШНЕВЫХ ДВС

Рабочие характеристики двигателей внутреннего сгорания в значительной степени зависят от совершенства процессов, протекающих в их газозвудушных трактах. Исследованию и оптимизации впускных и выпускных систем поршневых ДВС посвящены труды многих авторов [1, 2]. Однако их исследования проводились, в основном, методами численного моделирования или экспериментально в статических условиях. При этом отмечается, что исследование впускных и выпускных каналов численным моделированием, стационарными или квазистационарными методами допустимо лишь для их сравнительного анализа. Применение этих методов для оценки аэродинамических и теплообменных характеристик каналов может привести к недопустимым погрешностям, в особенности при исследовании современных быстроходных двигателей [1]. Основная цель данной работы сравнить результаты численных и экспериментальных исследований процесса впуска с помощью современных программных продуктов и экспериментальных методик. Данная работа выполнена при финансовой поддержке молодых ученых УрФУ в рамках реализации программы развития УрФУ.

Перед экспериментальным исследованием газодинамических характеристик процесса выпуска в поршневых ДВС было проведено численное моделирование с помощью программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК, разработанного в МГТУ им. Н. Баумана. Результаты моделирования применительно к двигателю 24 8,2/7,1 представлены на рис. 1.



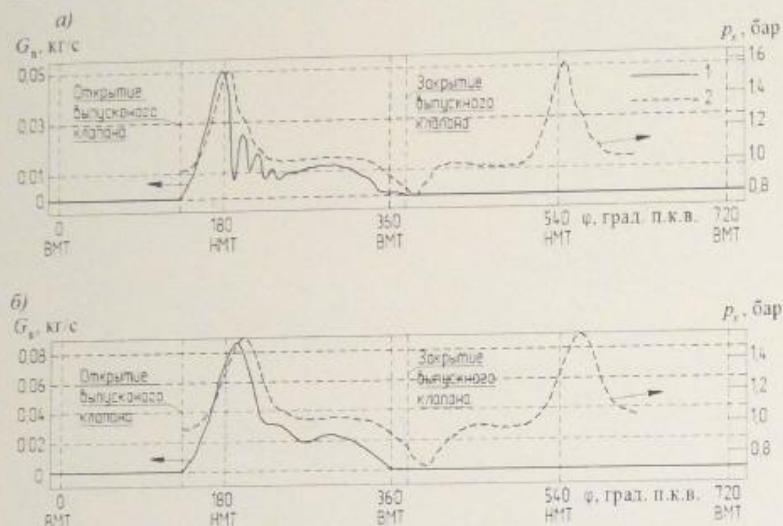


Рис. 1. Расчетные зависимости расхода воздуха  $G_a$  (1) и давления  $p_c$  (2) в выпускном канале от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  при разных частотах вращения коленчатого вала: а –  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ; б –  $3000 \text{ мин}^{-1}$

Для экспериментальных исследований процесса выпуска в поршневых ДВС была разработана и изготовлена экспериментальная установка, представляющая собой натурную модель одноцилиндрового двигателя без поршневой части. Подробное описание особенности функционирования установки, конфигурации выпускного тракта, а также датчиков и методов измерения представлено в [3].

Исследования проводились в выпускном канале в разных контрольных сечениях при различных частотах вращения коленчатого вала при разных постоянных избыточных давлениях на выпуске без использования глушителя шума. Температура воздуха в подающей магистрали составляла  $22 - 24^\circ\text{C}$ . Среднее избыточное давление  $p_b$  в камере перед выпускным клапаном регулировалось в диапазоне  $0,5 - 2,0$  бар.

Основные результаты экспериментальных исследований процесса выпуска представлены на рис. 2.

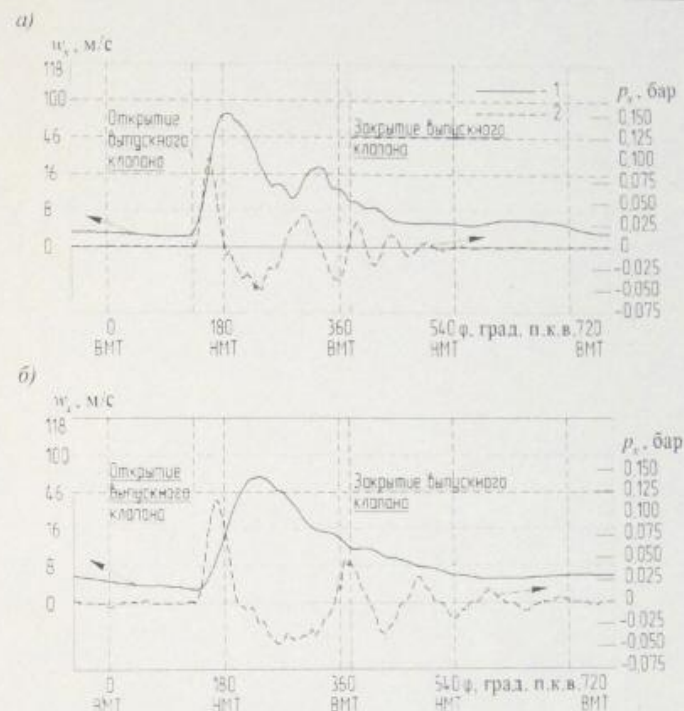


Рис. 2. Экспериментальные зависимости скорости потока воздуха  $w_a$  (1) и давления  $p_c$  (2) от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  в выпускном канале при избыточном давлении  $p_b = 2,0$  бар при разных частотах вращения коленчатого вала: а –  $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ ; б –  $3000 \text{ мин}^{-1}$

На основании проведенных исследований и полученных результатов можно сделать следующие выводы. Общий вид газодинамических характеристик, полученных с помощью численного моделирования, в целом соответствует экспериментальным данным. Однако, следует отметить, что программы для численного моделирования проводят расчеты в основном в периоды открытия клапанов. В то время как экспериментальные исследования показывают, что газодинамические процессы в выпускном канале наблюдаются на протяжении всего рабочего цикла двигателя (720 град. п.к.в.), включая периоды, когда выпускной клапан закрыт.

## Литература:

1. Драганов Б. Х. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания / Б.Х. Драганов, М.Г. Круглов, В.С. Обухова – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1987. – 175 с.
2. Вихерт М. М. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей / М.М. Вихерт, Ю.Г. Грудский – М.: Машиностроение, 1982. – 151 с.
3. Об изменении газодинамики процесса выпуска в поршневых ДВС при установке глушителя / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, А. В. Крестовских, Д. Л. Падалак // Вестник академии военных наук. – 2011. – № 2. – С. 267-270.

Кудашкина М. В.

Научно-исследовательский мордовский государственный университет  
имени Н. П. Огарева, г. Саранск, Россия

## ЦВЕТОВЫЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ В ЖИЗНИ ЧЕЛОВЕКА

Цвет и освещение играют в нашей жизни очень важную роль. Воздействуют на наше настроение, самочувствие, поступки. Свойства и возможности цвета изучаются уже давно, и до сих пор ученые не перестают делать открытия в этой области.

Цвета – это излучения, имеющие волны различной длины. Сами по себе световые волны цвета не имеют, цвет возникает при восприятии их глазом человека.

У каждого человека определенный цвет вызывает какие-либо эмоции. Каждый цвет имеет свою специфику восприятия, эмоциональную характеристику и воздействие на организм человека.

Цветовые воздействия играют немаловажную роль в жизни человека: цвет может повлиять на принятие решения, изменить реакцию человека или стать её причиной. Под воздействием определённого цвета может подняться давление, пропасть или повыситься аппетит.

Существует специальная диагностика, позволяющая с помощью цвета измерить психофизиологическое состояние человека, его стрессоустойчивость, активность и коммуникативные способности. Ее разработал швейцарский психолог Макс Люшер. В тесте человеку предлагается по очередности выстроить цвета в зависимости от его личных пристрастий. На основании этого делается заключение о душевном состоянии человека.

Взрослый человек воспринимает тот или иной цвет под воздействием различных факторов.

На его восприятие сказывается индивидуальная физиология глаз, состояние нервной системы, традиции, привычки, мода, ассоциации и даже настро-

ние. Взрослые, уставшие от суеты рабочих будней и больших скоплениях народа, тяготеют к цветам мягким, пастельным, приглушенным. Восприятие цвета ребенком несколько иное – дети любят яркость и контраст.

Существует мнение, что отношение к цвету является врожденной особенностью человека. У каждой личности имеются устойчивые предпочтения, составляющие личную цветовую шкалу как одно из проявлений индивидуальности.

Так, красный – самый сильный цвет. Его положительные черты: энергичность, решительность, лидерство. Сопутствующие черты – завышенная самооценка и агрессивность. Красный активно используется при работе с неуверенными детьми, страдающими заниженной самооценкой. Робким малышам обязательно надо иметь в гардеробе несколько красных вещей.

Синий – по своему влиянию чуть слабее красного, но не столь агрессивен. Его положительные черты – собранность, ответственность, коллективизм. Отрицательные – консерватизм, флегматичность, эмоциональная холодность.

Голубой – слияние синего и белого. Он сохраняет все положительные черты синего, но и превносит свои: выдержанность, верность, преданность, спокойствие. Голубой не только успокаивает ребенка, но и повышает иммунитет, снимает физическое и психическое напряжение, создает ощущение комфорта.

Желтый – цвет солнца. Его положительные черты: жизнерадостность, непосредственность чувств и эмоций, оптимизм, оригинальность. Отрицательные: непостоянство, переменчивость эмоций и настроения.

Зеленый – цвет самой жизни с ее трудностями и радостями. Его положительные черты: выносливость, трудолюбие, жизнелюбие, рациональный подход к решению проблемы. Отрицательные – слабая интуиция и сильный практицизм, мешающий развитию творчества.

Бледно-зеленый и салатный отлично успокаивают, настраивают малыша на искренность. К тому же, постоянно напоминают о природе.

Оранжевый – цвет мудрецов, физического и психического здоровья. Этот цвет полезен для детей нервных и физически слабых. Оранжевый добавляет оптимизма и жизнерадостности, но только в малых количествах. Чрезмерность этого цвета способствует постоянному состоянию веселья и праздности.

Белый – нейтрален по своему влиянию и восприятию. Его сила – в открытости миру, это цвет искренности, чистоты и наивности. Конечно, он незаменим в гардеробе малыша, особенно, в праздники. Однако, в белом ребенок становится наиболее уязвимым, беззащитным.

Коричневый – цвет земли, его называют королем консерваторов и прагматиков.

Розовый – цвет женственности, утонченности, нежности. Розовый используют в основном в тех семьях, где есть беспокойные дети.

Черный – цвет небытия. Черный не является цветом детства, поэтому его не рекомендуется использовать в гардеробе ребенка.

Цвет можно эффективно использовать в отделке помещений для повышения работоспособности, создания условий для отдыха, улучшения настроения.



## OBSAH

## TECHNICKÉ VĚDY

## MECHANIKA

- Романченко М.К. Обследование состояния фундаментов машин с динамическими нагрузками .....3

## STROJÍRENSTVÍ

- Гордеев А.И., Кравчук В.В., Пархоменко В.Д., Мигаль В.Г.  
Пристрій для кавітаційно-магнітної обробки води електромагнітним приводом ..... 6
- Гордеев А.И., Параска Г.Б., Урбанюк С.А., Остроушко О.  
Природа одночасної дії кавітаційно-магнітного впливу на властивості води .....9

## DOPRAVA

- Смолин А.А., Скапцов Е.В. Влияние качества смесеобразования топлива на надежный пуск дизелей в условиях низких температур .....18
- Смолин А.А., Скапцов Е.В. Возможные суммарные отклонения цикловой подачи топлива в пределах допусков на исправной топливной аппаратуре .....21
- Неженцев А.Б., Аветисян С.М., Гонтарь Д.В. Динамические нагрузки при передвижении мостовых кранов с частотным управлением .....24
- Мельник В.М. Корегування зони просторової концентрації електричної енергії електрода свічки запалювання .....28

## ENERGETIKA

- Плотников Л.В., Жилкин Б.П., Григорьев Н.И. Особенности численных и экспериментальных исследований процесса выпуска в поршневых ДВС .....31
- Кудашкина М.В. Цветовые воздействия в жизни человека .....34
- Федоров В.К., Пестрикова И.Е., Пестрикова Л.Е., Лопатина Л.Г., Панарина И.В., Гарзанова Н.С. Обоснование возможности возникновения хаотических режимов в электронных цепях. Идентификация хаотических и переходных хаотических колебаний .....36

## LETECTVO A KOSMONAUTIKA

- Карачун В.В. Вынужденное движение оси гироскопа в акустических полях при полигармонической качке .....40

- Карачун В.В. Дрейф главной оси гироскопа в акустическом поле и коллинеарной качке основания .....42
- Карачун В.В. Моменты эйлеровых сил при акустической вибрации оболочечной части кожуха гироскопа .....44
- Мельник В.М. Кільцевий резонатор .....46

## ROBOTOTECHNIKA

- Оганисян С.А., Буниатян Л.М. Проектирование системы управления робота-манипулятора типа SCARA на основе теории количественной обратной связи .....50

## CHEMIE A CHEMICKÁ TECHNOLOGIE

## POLYMERÁT MATERIÁLY

- Senichev V.Yu., Tereshatov V.V., Makarova M.A., Yakushev R.M., Vnutskikh Z.A., Fedoseev M.S., Volkova E.R. Strain-stress dependencies of real polymer networks on the base of polybutadiene liquid rubbers .....54

## VÝROBA ZDRAVOTNICKÝCH PREPARÁT

- Мельник В.М. Активізація центральної зони біореактора .....57

## ZÁKLADNÍ PROBLÉMU ZŘÍZENÍ NOVÉ MATERIÁLŮ A TECHNOLOGIÍ

- Tereshatov V.V., Makarova M.A., Slobodinyuk A.I., Vnutskikh Zh.A. Prospective segmented elastomers with diverse urethane and urethane urea hard segments .....60
- Шахназарли Р.З. Циклопропансодержащие фоточувствительные резины на основе модифицированного ПВС .....65

## ORGANICKÁ CHEMIE

- Пурьгин П.П., Юдахина Т.С. Исследование гидролитической устойчивости имидозалидов 2-фталимидотансульфоновой кислоты .....75

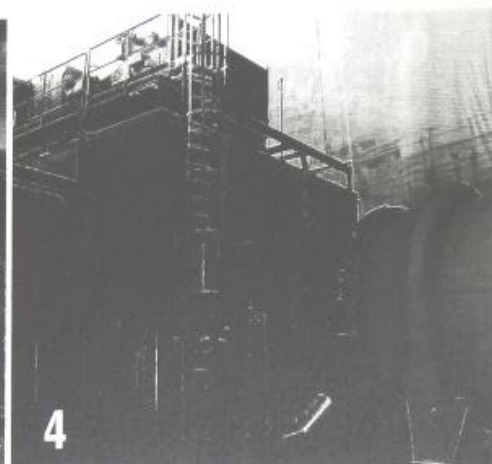
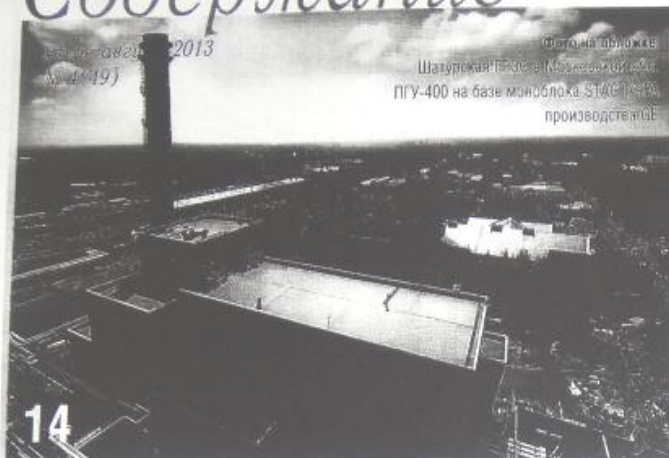


**Приложение 2. Статья «Зависимость расходных характеристик процесса выпуска в ДВС от формы поперечного сечения канала». Журнал «Турбины и дизели».**

# Содержание

июль-август 2013  
(№ 4-19)

Фотонаблюдение  
Шатурская ТЭС и Дизельной АЭС  
ПГУ-400 на базе моноблока STAG 1000  
производства GE



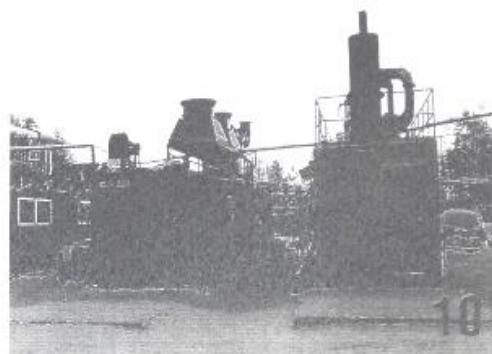
- 4 Эксплуатация**  
**Характеристики и особенности**  
**пусковых режимов ПГУ-1 Уфимской ТЭЦ-2**  
В. Л. Кремер, Е. С. Ибрагимов (к.т.н.), Е. Ю. Старухин, Р. З. Курбанов,  
А. Г. Рыжиков – ООО «Башкирская генерирующая компания»

В статье рассматриваются энергетические характеристики и некоторые особенности пусковых режимов парогазовой установки на основе ГТУ типа SGT-800 и парового котла-утилизатора ЭМА-006-КУ. Энергетические характеристики могут быть использованы проектными организациями при сравнительном анализе различных вариантов реконструкции ТЭЦ.

- 10 Технологии**  
**Арендные энергетические установки:**  
**преимущества применения**

П. М. Ручкин – ООО «АРЗ «Синтур-НТ», г. Нижний Тагил

При аренде газопоршневой электростанции любое предприятие имеет возможность получать недорогую электрическую энергию, не отвлекаясь от основного вида деятельности на строительство и содержание собственного энергосистемника.



- 14 Представление компании**  
**Компания GAMA: передовые энергетические проекты**  
Р. С. Шакиров, к.т.н. – GAMA Power Systems Engineering  
and Contracting Inc.

- 20 Эксплуатация**  
**Скупой платит дважды**  
Д. А. Соболев (к.т.н.), Д. С. Колесниченко, Р. К. Корчагин, С. С. Падыгин –  
ООО «Тотал Восток», филиал холдинга Total S.A.

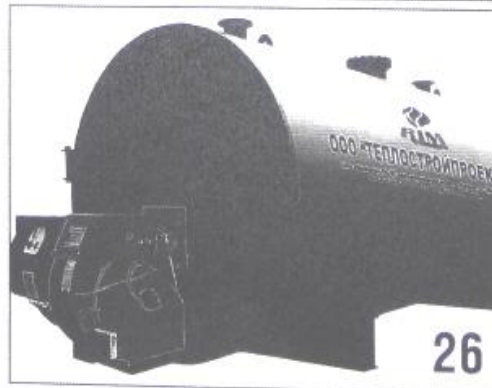
В статье представлен опыт решения технической проблемы, связанной с образованием отложений на клапанах систем управления турбинами, и внедрения турбинного масла с увеличенным сроком службы на Ноябрьской парогазовой электростанции. Повышенная термоокислительная стабильность масла TOTAL PRESLIA GT 32 и опыт эксплуатации показывают, что при контроле состояния масла и выполнении рекомендаций по длительности срока его службы составит не менее 10 лет без замены.



- 26 Представление компании**  
**Компания «Теплостройпроект-С»:**  
**создание котельных и мини-ТЭС**  
Л. Ж. Идигов – ООО «Теплостройпроект-С»

Вопросы энергосберегающих технологий приобретают сегодня все большую актуальность. Эффективное решение этих вопросов в оптимально сжатые сроки является приоритетом для компании «Теплостройпроект-С» и RIM Group International GmbH.

- 30 Технологии**  
**Когенерационные энергоблоки MWM**  
**для тепличных хозяйств**  
А. А. Троицкий – ООО «Турбомашины»



- 34 Экономика проектов**  
Высокоэффективные НЭРА-технологии для систем фильтрации ГТУ средней и большой мощности  
С. Н. Анисимов, Д. Е. Круговых, Д. С. Молодкин – ООО «Пауэр Инжиниринг Технолоджиз»

- 40 Новые разработки**  
Двухтопливные ГТУ компании OPRA – гарантия бесперебойной работы электростанции  
Е. М. Синкевич – OPRA Turbines

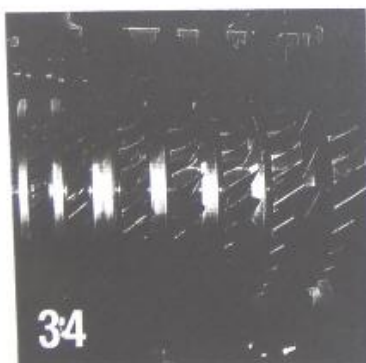
- 44 Интервью**  
Машиностроение – это перспективно  
Интервью с генеральным директором и одним из основателей группы компаний «Промышленные силовые машины» Андреем Медведевым  
Июльский номер журнала *Forbes* собрал девять молодых российских бизнесменов, которым к 33 годам удалось добиться выдающихся успехов. Среди финансовых и интернет-проектов оказалась единственная промышленная компания, причем создана она была уже в 2000 г. г. Как можно с нуля создать частную машиностроительную компанию и вывести ее в лидеры рынка, рассказывает участник проекта *Forbes*, генеральный директор ГК «Промышленные силовые машины» Андрей Медведев.

- 48 Новые разработки**  
Разработка высокоэффективной газовой турбины H-80  
Хидетаро Мурата, Нозоми Сайто. Юичи Ивamoto, Канзо Сато – Hitachi Ltd.  
Новый двухваловый газотурбинный двигатель H-80 предназначен для модернизации существующих электростанций комбинированного цикла, с тем чтобы снизить расход топлива и сократить эмиссии CO<sub>2</sub> путем повышения общего КПД станций.

- 52 Автоматизированные системы**  
Современные решения для автоматизации дизельных и газопоршневых электроагрегатов  
А. В. Поздеев, А. А. Пугачев – ООО «Энерган»

- 56 Научные исследования**  
Зависимость расходных характеристик процесса выпуска в ДВС от формы поперечного сечения канала  
Л. В. Плотников (к.т.н.), Б. П. Жилкин (д.ф.м.н.), Н. И. Григорьев – Уральский федеральный университет (УрФУ)  
На натурной модели поршневого двигателя внутреннего сгорания проведены исследования с размещением в тракте впуска, имеющей различную форму поперечного сечения выпускного канала. При этом необходимо было определить, как форма сечения влияет на расход воздуха через выпускной канал двигателя. В результате исследований сделан вывод, что применение таких вставок в тракте выпускного канала сглаживает пульсации потока и изменяет расходные характеристики ДВС.

- 60 Выставки, конференции**  
Международная выставка и конференция Power-Gen Europe 2013  
А. А. Троицкий – ООО «Турбомашинны»



34



44

## Турбины и Дизели

информация с пяти континентов

Под редакцией:

Генеральный директор  
ООО «Турбомашинны»  
А. А. Троицкий  
Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев

Главный редактор  
И. В. Круговых  
Заместитель главного редактора  
Д. Е. Круговых  
Д. С. Молодкин  
Д. А. Пугачев



# Зависимость расходных характеристик процесса выпуска в ДВС от формы поперечного сечения канала

Л. В. Плотников (к.т.н.), Б. П. Жилкин (д.ф-м.н.), Н. И. Григорьев –  
Уральский федеральный университет (УрФУ)

На натурной модели поршневого двигателя внутреннего сгорания проведены исследования с размещением в тракте вставок, имеющих различную форму поперечного сечения выпускного канала. При этом необходимо было определить, как форма сечения влияет на расход воздуха через выпускной канал двигателя. В результате исследований сделан вывод, что применение таких вставок в тракте выпускного канала сглаживает пульсации потока и изменяет расходные характеристики ДВС.

**In brief**  
*Dependence of discharge characteristics of exhaust processes in internal combustion engines from channel cross-profile configuration.*

*On the full-scale model of internal combustion engine the investigations of air consumption through exhaust port was carried out at different crankshaft rotation frequencies. The inserts of various cross-section forms were installed in the exhaust port. It is shown that the application of this inserts smooths flow fluctuations and changes air consumption characteristics. Air consumption is increased with increasing of the pressure in the system.*

**С**ведения о динамике изменения скорости потока и расходных характеристиках в выпускной системе поршневого ДВС в реальных условиях (пульсирующий поток) весьма ограничены. Традиционно для обеспечения равномерного поля скоростей в выпускной системе ДВС в основном применяют каналы с круглой или слегка овальной формой поперечного сечения. Вместе с тем, известно, что в каналах, лишенных полной симметрии, возникают сложные, устойчивые вихревые течения [1], которые могут повлиять на газодинамику и расходные характеристики потока.

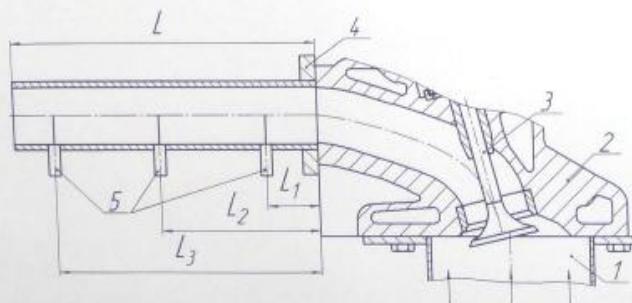
Было проведено исследование о влиянии формы поперечного сечения выпускного канала на газодинамические и расходные характеристики процесса выпуска применительно к двигателю размерности 8,2/7,1. Исследование проводилось при финансовой поддержке молодых ученых университета в рамках реализации программы развития УрФУ.

Для экспериментального исследования использовалась натурная модель указанной размерности (подробно экспериментальная установка описана в [2]), механизм газораспределения которой заимствован от двигателя

автомобиля ВАЗ «Ока». Фазы газораспределения и подъем клапанов установки соответствовали таковым для данного двигателя. Привод распределительного вала осуществлялся с помощью асинхронного двигателя, частота вращения которого регулировалась преобразователем частоты в диапазоне  $n = 300 \dots 1500 \text{ мин}^{-1}$  (с точностью  $\pm 0,1 \%$ ), что соответствует частоте вращения коленчатого вала от  $600 \text{ мин}^{-1}$  до  $3000 \text{ мин}^{-1}$ .

На рис. 1 показана конфигурация выпускного тракта экспериментальной установки и места установки датчиков для измерения мгновенных значений средней скорости потока воздуха. В связи с ограниченным количеством информации по газодинамике процесса выпуска в качестве базовой основы был выбран прямолинейный канал с разными формами поперечного сечения – круглым, квадратным и треугольным.

Во всех случаях эквивалентный (гидравлический) диаметр  $d_z$  равнялся 30 мм. Конструктивно к головке цилиндра 2 была пристыкована на шпильках профилированная труба 4 длиной  $L = 400 \text{ мм}$ . В трубе имелись три отверстия для установки датчиков термоанемометра 5 на расстояниях  $L_1$ ,  $L_2$  и  $L_3$ , соответственно, 20, 140 и 340 мм от выпускного окна в головке блока.



**С** Рис. 1. Конфигурация выпускного тракта экспериментальной установки:

- 1 – цилиндр-камера; 2 – головка цилиндра;
- 3 – выпускной клапан;
- 4 – рабочий участок – профилированная труба;
- 5 – датчики термоанемометра.
- $L$  – длина выпускной трубы;
- $L_{1,3}$  – расстояния до мест установки датчиков термоанемометра от выпускного окна



Для проведения необходимых замеров на базе аналого-цифрового преобразователя фирмы L-Card была создана автоматизированная система сбора данных, передающая оцифрованные сигналы в персональный компьютер. Для определения средней по сечению скорости потока воздуха  $w$  использовался термоанемометр постоянной температуры. Чувствительным элементом датчиков термоанемометра служила нихромовая нить диаметром 5 мкм и длиной 5 мм. Замер частоты вращения и индикация положения распределительного вала производились тахометром, состоящим из закрепленного на валу зубчатого диска и индуктивного датчика. По этим данным определялось условное положение коленчатого вала и прохождение поршнем верхней и нижней мертвой точки (ВМТ и НМТ).

Исследования проводились для различных частот вращения коленчатого вала (от 600 до 3000 мин<sup>-1</sup>) при разных избыточных давлениях на выпуске  $p_b$  (от 0,05 до 0,2 МПа) без использования глушителя шума. Результаты определения функции  $w$  от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  при разных частотах вращения в контрольном сечении на расстоянии  $L_2$  показаны на рис. 2.

На осциллограммах не приведены данные для выпускного канала с треугольным поперечным сечением, поскольку данная конфигурация не дала практически никаких преимуществ по сравнению с цилиндрическим каналом. Следует отметить, что в процессе впуска вставки с треугольным сечением, наоборот, давали наибольший положительный эффект [3]. Вероятно, обнаруженные отличия во влиянии вставки с треугольным поперечным сечением объясняются тем, что характер течения в процессах впуска и выпуска в поршневых двигателях принципиально разные. В процессе впуска наблюдается течение, вызванное разрежением в цилиндре, а в процессе выпуска, наоборот, поток формируется под действием избыточного давления в цилиндре – напорное течение.

Оказалось, что пульсации скорости потока воздуха наиболее выражены при низких частотах вращения коленчатого вала при всех конфигурациях выпускного канала. Следует отметить, что противоположный эффект наблюдался в процессе впуска [4], где динамика процесса усложнялась (фиксируются более выраженные пульсации скорости потока воздуха) с увеличением частоты вращения коленчатого вала.

Примечательно, что после закрытия выпускного клапана скорость потока воздуха не становится равной нулю, и отмечаются некоторые

флуктуации скорости. Схожий эффект наблюдался и для процесса впуска [4], где скорость потока воздуха после закрытия выпускного клапана также не обращалась в нуль.

При этом максимальные значения скорости потока воздуха при наличии выпускного канала с квадратным поперечным сечением на 10–25 % выше, чем при использовании цилиндрического канала.

Путем обработки графиков изменения скорости потока за отдельный такт были получены зависимости местного объемного расхода  $Q$  через выпускной канал разной геометрической формы от частоты вращения коленчатого вала  $n$ . На рис. 3 показаны опытные точки зависимости  $Q = f(n)$  для различных постоянных избыточных давлений  $p_b$  перед клапаном, которые аппроксимированы линейными функциями.

В результате аппроксимации экспериментальных точек для выпускного канала с круглым поперечным сечением в условиях поддержания постоянного давления  $p_b$  проявились три режимных участка:

I – участок увеличения расхода воздуха (от 600 до 1500 мин<sup>-1</sup>);

II – зона постоянного расхода (от 1500 мин<sup>-1</sup> до 2600 мин<sup>-1</sup>);

III – участок его спада (от 2600 мин<sup>-1</sup>).

Обнаруженное снижение расхода воздуха при высоких частотах вращения коленчатого вала, возможно, связано с образованием на

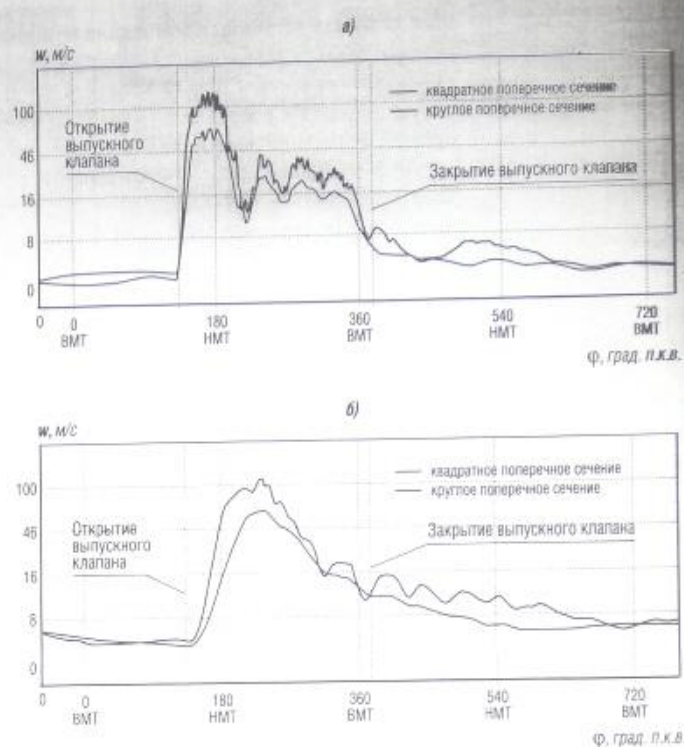


Рис. 2. Зависимость скорости потока воздуха в выпускном канале ( $L_2=140$  мм) разной формы поперечного сечения от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  при избыточном давлении  $p_b = 0,2$  МПа для разных частот вращения коленчатого вала  $n$ : а) 600 мин<sup>-1</sup>; б) 3000 мин<sup>-1</sup>

этих режимах застойных зон в канале и соответствующим уменьшением газодинамического проходного сечения. Следует отметить, по расчету в Дизель-РК расход газа через выпускные органы неизменно возрастает с увеличением частоты вращения. Такой непрерывный прирост, по-видимому, объясняется повышением в реальном двигателе внутрициклового давления на выпуске, приводящего, однако, к снижению удельной работы.

Обработка экспериментальных данных для выпускного канала с квадратным поперечным сечением в условиях постоянного давления  $p_b$  показала, что в данном случае объемный расход линейно возрастает с увеличением частоты вращения коленчатого вала. При этом объемный расход воздуха через квадратный выпускной канал, по сравнению с цилиндрическим, больше в среднем на 25 %. Возможно, обсуждаемый эффект вызван стабилизирующим влиянием турбулентных вихревых структур, образующихся в углах квадратного канала.

### Заключение

В целом, на основе результатов исследования можно сделать следующие выводы:

- Наблюдаются значительные пульсации скорости потока воздуха в процессе выпуска при всех конфигурациях выпускного канала, что наиболее ярко выражено при низких частотах вращения коленчатого вала.

- Расход воздуха через выпускной канал увеличивается с повышением давления в системе. При этом для цилиндрического выпускного канала в условиях постоянного давления в цилиндре отмечаются режимы постоянного расхода воздуха (при частоте вращения 1500... 2500 мин<sup>-1</sup>), после которых происходит его снижение.

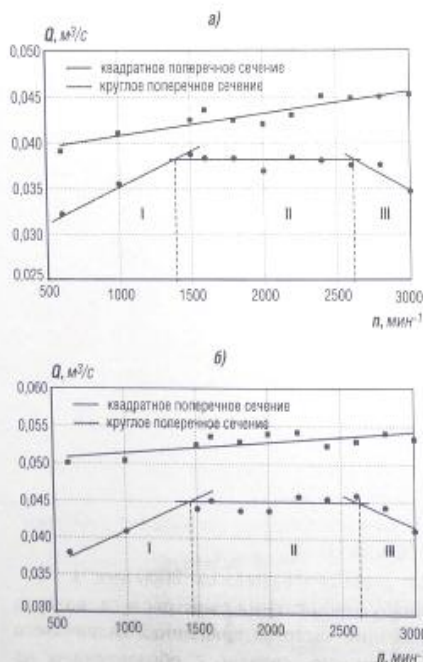
- Для выпускного канала с квадратным поперечным сечением наблюдается линейный рост объемного расхода воздуха с увеличением частоты вращения коленчатого вала; при этом, по сравнению с круглым сечением, этот объемный расход в среднем на 25 % больше, что должно способствовать лучшей очистке цилиндра от отработавших газов и повышению его КПД.

Вместе с тем, учитывая специфику формирования турбулентных структур [5], нужно отметить, что оптимальные геометрические характеристики выпускного тракта в целом (включая длину и местоположение профилированной вставки), как и достигаемый в результате использования положительный эффект, можно установить только путем НИОКР при создании или модернизации конкретного двигателя. **□**

### Использованная литература

1. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие / С.С. Кутателадзе. - М.: Энергоатомиздат, 1990. - 367 с.
2. Об изменении газодинамики процесса выпуска в поршневых ДВС при установке глушителя / Л.В. Плотников, Б.П. Жилкин, А.В. Крестовских, Д.Л. Падалаяк // Вестник Академии военных наук. 2011, № 2.
3. Жилкин Б.П. Влияние формы поперечного сечения выпускного канала на газодинамику и расходные характеристики процесса впуска в ДВС / Б.П. Жилкин, Л.В. Плотников // Известия вузов. Проблемы энергетики. 2009, № 7-8.
4. Экспериментальное исследование газодинамических процессов в системе впуска поршневого ДВС / Б.П. Жилкин, Л.В. Плотников, С.А. Корж, И.Д. Ларионов // Двигателестроение. 2009, №1.
5. Климонтович Ю.Л. Турбулентное движение и структура хаоса: новый подход к статистической теории открытых систем / Ю.Л. Климонтович. - М.: Наука, 1990. - 320 с.

➤ Рис. 3. Объемный расход воздуха  $Q$  через выпускной канал разной формы поперечного сечения в зависимости от частоты вращения коленчатого вала  $n$   
а) избыточное давление 0,1 МПа; б) избыточное давление 0,2 МПа





### Приложение 3. Заявка № 2013118761 на патент РФ «Выхлопная система поршневого двигателя». Положительное решение от 09 июля 2013 г.

МКИ F02 B27/04

#### Система выхлопа поршневого двигателя

Полезная модель относится к области систем выхлопа поршневых двигателей внутреннего сгорания.

От качества процессов, протекающих в выхлопной системе поршневых двигателей внутреннего сгорания, прежде всего от очистки цилиндра от отработавших газов, во многом зависит эффективность и экономичность их работы. Улучшить процесс очистки цилиндра от отработавших газов и соответственно увеличить мощность двигателя можно за счет совершенствования конструкции системы выхлопа.

В общем случае, система выхлопа поршневого двигателя внутреннего сгорания состоит из головки цилиндра с выпускным каналом, коллектора выпускного, трубы выхлопной и электронного блока управления двигателем.

Известна выпускная система автомобильного бензинового двигателя ВАЗ 2110, показанная в кн. Косарев С. Н. ВАЗ 2110, ВАЗ 2111, ВАЗ 2112 и их модификации: каталог узлов, деталей и запасных частей. Москва, Астрель АСТ, 2004. – 375 с. (см. рис. А100 на стр. 24, рис. А405 на стр. 64, рис. А440 на стр. 68, рис. К104 на стр. 158). Выхлопная система состоит из головки цилиндра с каналом, выпускного коллектора, выпускных труб и электронного блока управления двигателем. На такте выпуска отработавшие газы в систему выхлопа поступают из цилиндра двигателя через канал в головке цилиндра в выпускной коллектор, далее подаются в выхлопные трубы и сбрасываются в атмосферу. При этом электронный блок управления двигателем выполняет функции, связанные с организацией процессов впуска и выпуска. Данная система выхлопа имеет следующий недостаток, обусловленный особенностями течений в подобных гидродинамических системах: в пульсирующих режимах в них возникают срывы потока и застойные зоны (кн. Драганов Б.Х., Круглов М.Г., Обухова В.С. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания. – К.: Вища шк., 1987. – 175 с., см. рис. 3.22-3.25 на стр. 69 и рис. 3.31 на стр. 78), что приводит к снижению расхода отработавших газов, покидающих цилиндр двигателя, и соответственно снижению мощности.

Прототипом предлагаемой системы выхлопа является система автомобильного дизельного двигателя ЯМЗ-238ПМ, описанная в кн. Савельев Г.М., Лямцев Б.Ф., Слабов Е.П. Повышение эксплуатационной надежности автомобильных дизелей ЯМЗ с наддувом. – Москва, 1988. – 96 с. (см. рис. 3.16 на стр. 70). Система выхлопа содержит головку цилиндра с каналом, коллектор выпускной, трубы выхлопные. Отработавшие газы в систему выхлопа поступают из цилиндра двигателя через канал в головке цилиндра, откуда проходят в выпускной коллектор, далее подаются в выхлопные трубы и проходят в турбокомпрессор, после чего сбрасываются в атмосферу. В данном случае электронный блок управления двигателем выполняет те же функции: управление процессами впуска и выпуска. Данная выпускная система имеет тот же недостаток, что и система, описанная выше, а именно в пульсирующих режимах течения газа

возникают срывы потока и застойные зоны, снижающие количество газа, покидающего цилиндр двигателя. Поэтому на такте выпуска необходимо стабилизировать (выровнять) пульсирующий поток в выпускном коллекторе, что позволит увеличить объемный расход газа через систему выхлопа, и соответственно повысит мощность двигателя.

Технический результат, достигаемый применением предлагаемой системы выхлопа, заключается в увеличении расхода отработавших газов через выхлопную систему, т.е. улучшении процесса продувки цилиндра поршневого двигателя внутреннего сгорания и, тем самым в увеличении его мощности во всем диапазоне частоты вращения коленчатого вала. Это достигается тем, что в коллекторе выпускном установлена эжекционная трубка, в которую подается воздух через электропневмоклапан, при этом диаметр эжекционной составляет не более  $1/10$  диаметра коллектора выпускного. На выходном конце эжекционной трубки может быть установлено дозвуковое сопло, которое увеличивает скорость истечения струи, усиливая ее эжекционную способность. Эти меры позволяют создать область разряжения после канала в головке цилиндра и выровнять течение в системе выхлопа.

Установка эжекционной трубки (с соплом или без) и электропневмоклапана позволяют создать область разряжения в системе выхлопа и стабилизировать (выровнять) поток за счет эффекта эжекции (кн. Дейч М. Е. Техническая газодинамика. – М. – Л. Госэнергоиздат, 1961. – 671 с., см. раздел 7-5 «Ступень эжектора» на стр. 421-430), что способствует увеличению расхода газа через систему выхлопа (улучшает процесс продувки) и повышению мощности двигателя.

На фиг. 1 изображена схема предлагаемой системы выхлопа поршневого двигателя, содержащая головку цилиндра с каналом 1, коллектор выпускной 2, трубу выхлопную 3, эжекционную трубку 4, электропневмоклапан 5, электронный блок управления двигателем 6, дозвуковое сопло 7. На фиг. 2 изображены, полученные экспериментально, графики зависимости объемного расхода газа через систему выхлопа –  $Q$  от частоты вращения коленчатого вала двигателя –  $n$ . Кривые на графике соответствуют расходам газа при различных условиях работы системы выхлопа двигателя: 1 – стандартная система выхлопа (без эффекта эжекции); 2 – система выхлопа с использованием эффекта эжекции (за вычетом расхода газа через эжектор); 3 – система выхлопа с использованием эффекта эжекции (без вычета расхода газа через эжектор). В данном случае разряжение (статическое давление) после эжекционной трубки в системе выхлопа составляло 0,05 бар. В качестве критерия оценки эффективности использован объемный расход газа через систему выхлопа двигателя. Из рисунка видно, что во всем исследованном диапазоне частоты вращения коленчатого вала наблюдается возросший объемный расход газа через систему выхлопа при использовании эжекционной трубки и электропневмоклапана, что указывает на улучшение процесса продувки и приведет к повышению мощности двигателя.

Предлагаемая система выхлопа содержит головку цилиндра с каналом 1, коллектор выпускной 2, трубу выхлопную 3, эжекционную трубку 4, электропневмоклапан 5, электронный блок управления двигателем 6, дозвуковое сопло 7. Эжекционная трубка является частью системы выхлопа двигателя и устанавливается в коллекторе выпускном. При этом диаметр эжекционной трубки составляет не более  $1/10$  диаметра коллектора выпускного. Для усиления эффекта эжекции на выходном конце эжекционной трубки может быть установлено дозвуковое сопло.

Устройство работает следующим образом. Отработавшие газы в систему выхлопа поступают из цилиндра двигателя в канал в головке цилиндра 1, откуда проходят в выпускной коллектор 2. В выпускном коллекторе 2 установлена эжекционная трубка 4, в



которую воздух подается из электропневмоклапан 5 (см. фиг. 1). Установка эжекционной трубки 4 и электропневмоклапана 5 позволяют создать область разряжения сразу за каналом в цилиндре и стабилизировать (выровнять) поток в системе выхлопа за счет эффекта эжекции (кн. Дейч М. Е. Техническая газодинамика. – М. – Л. Госэнергоиздат, 1961. – 671 с., см. раздел 7-5 «Ступень эжектора» на стр. 421-430), что способствует увеличению расхода газа через систему выхлопа (улучшает процесс продувки) и повышению мощности двигателя. Для того чтобы эжекционная трубка не создавала значительного гидравлического сопротивления в коллекторе выпускном, ее диаметр не должен превышать 1/10 диаметра коллектора выпускного. Это также необходимо для того, чтобы в коллекторе выпускном не создавался критический режим работы эжектора, и не возникало явление заклинивания эжектора (кн. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. В 2 ч. Ч. 1. – М. – Наука, 1991. – 600 с., см. глава 9 «Газовые эжекторы», параграф 4 «Критические режимы работы эжектора. Заклинивание эжектора» на стр. 518-525). Положение оси эжекционной трубки относительно оси коллектора выпускного (эксцентриситет) выбирается в зависимости от конкретной конфигурации системы выхлопа и режима работы двигателя; при этом критерием эффективности служит степень очистки цилиндра от отработавших газов. Разряжение (статическое давление), создаваемое в выпускном коллекторе 2 с помощью эжекционной трубки 4, должно составлять не менее 0,05 бар. В противном случае будет происходить недостаточное выравнивание пульсирующего потока, а это может вызвать образование обратных токов в системе, что приведет к снижению эффективности продувки цилиндра, и соответственно снижению мощности двигателя. Электронный блок управления двигателем 6 должен организовать работу электропневмоклапана 5 (создание эжекционного эффекта должно происходить только в процессе выпуска) в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Для усиления эффекта эжекции, и соответственно, более быстрой стабилизации потока (выравнивания поля скоростей) в коллекторе выпускном на выходной конец эжекционной трубки 4 может быть установлено дозвуковое сопло 7. Далее стабилизированный (выровненный) поток через выхлопную трубу 3 попадает в турбокомпрессор или сбрасывается в атмосферу.

Возможность осуществления предлагаемой полезной модели и достижения полезных эффектов в виде увеличения объемного расхода газа через систему выхлопа двигателя и в повышении его мощности основывается на следующем.

Увеличение объемного расхода газа через систему выхлопа достигается за счет создания области разряжения и выравнивания скоростей потока в коллекторе выпускном, что стабилизирует пульсирующий поток.

Повышение мощности двигателя осуществляется за счет того, что при использовании предлагаемой системы выхлопа улучшается процесс продувки цилиндров, то есть осуществляется лучшая, по сравнению с исходной системой выхлопа, очистка цилиндров от отработавших газов, а соответственно, на следующем такте впуска имеется возможность подать большее количество свежего заряда и тем самым увеличить мощность двигателя.

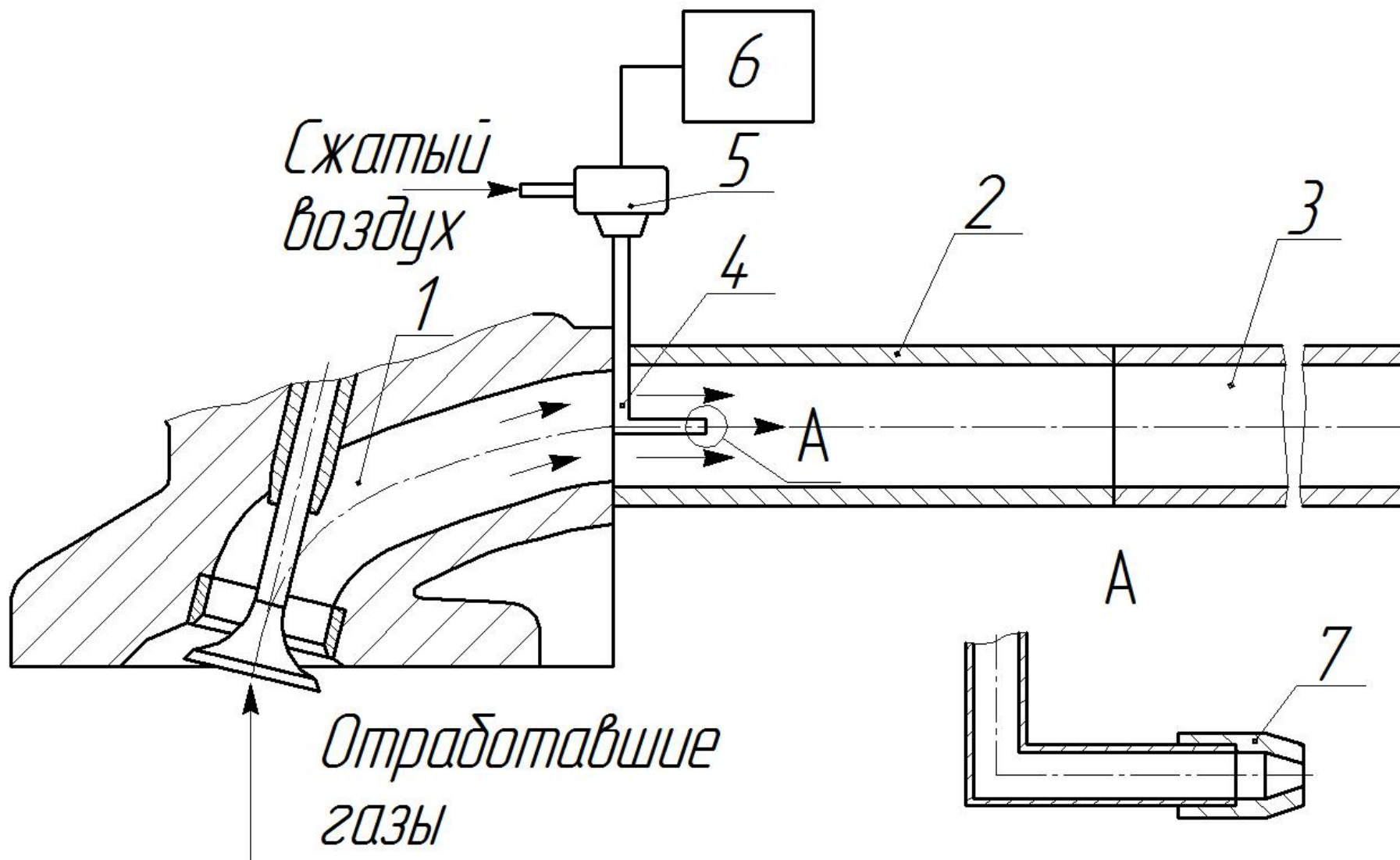
Увеличение объемного расхода газа в предлагаемой системе выхлопа проверено экспериментально на установке, представляющей собой натурную модель одноцилиндрового поршневого двигателя внутреннего сгорания размерности 8,2/7,1, приводимую во вращение асинхронным электрическим двигателем, частота вращения которого регулируется преобразователем частоты. Механизм газораспределения экспериментальной установки заимствован от двигателя автомобиля ВАЗ 1113. Сжатый воздух для создания разряжения поступал из заводской магистрали. Расход газа измерялся при помощи термоанемометра

постоянной температуры. Результаты экспериментов представлены на фиг. 2 в виде графиков, демонстрирующих эффективность системы выхлопа. В качестве критерия оценки эффективности использован объемный расход газа  $Q$  через систему выхлопа двигателя. Кривые на графике соответствуют расходам газа при различных условиях работы системы выхлопа двигателя: 1 – стандартная система выхлопа (без эффекта эжекции); 2 – система выхлопа с использованием эффекта эжекции (за вычетом расхода газа через эжектор); 3 – система выхлопа с использованием эффекта эжекции (без вычета расхода газа через эжектор). В данном случае разрежение (статическое давление) после эжекционной трубки в системе выхлопа составляло 0,05 бар. Из графиков видно, что во всем исследованном диапазоне частоты вращения коленчатого вала наблюдается возросший объемный расход газа через систему выхлопа с эжекционной трубкой, что приведет к лучшей очистке цилиндров от отработавших газов и повышению мощности двигателя.

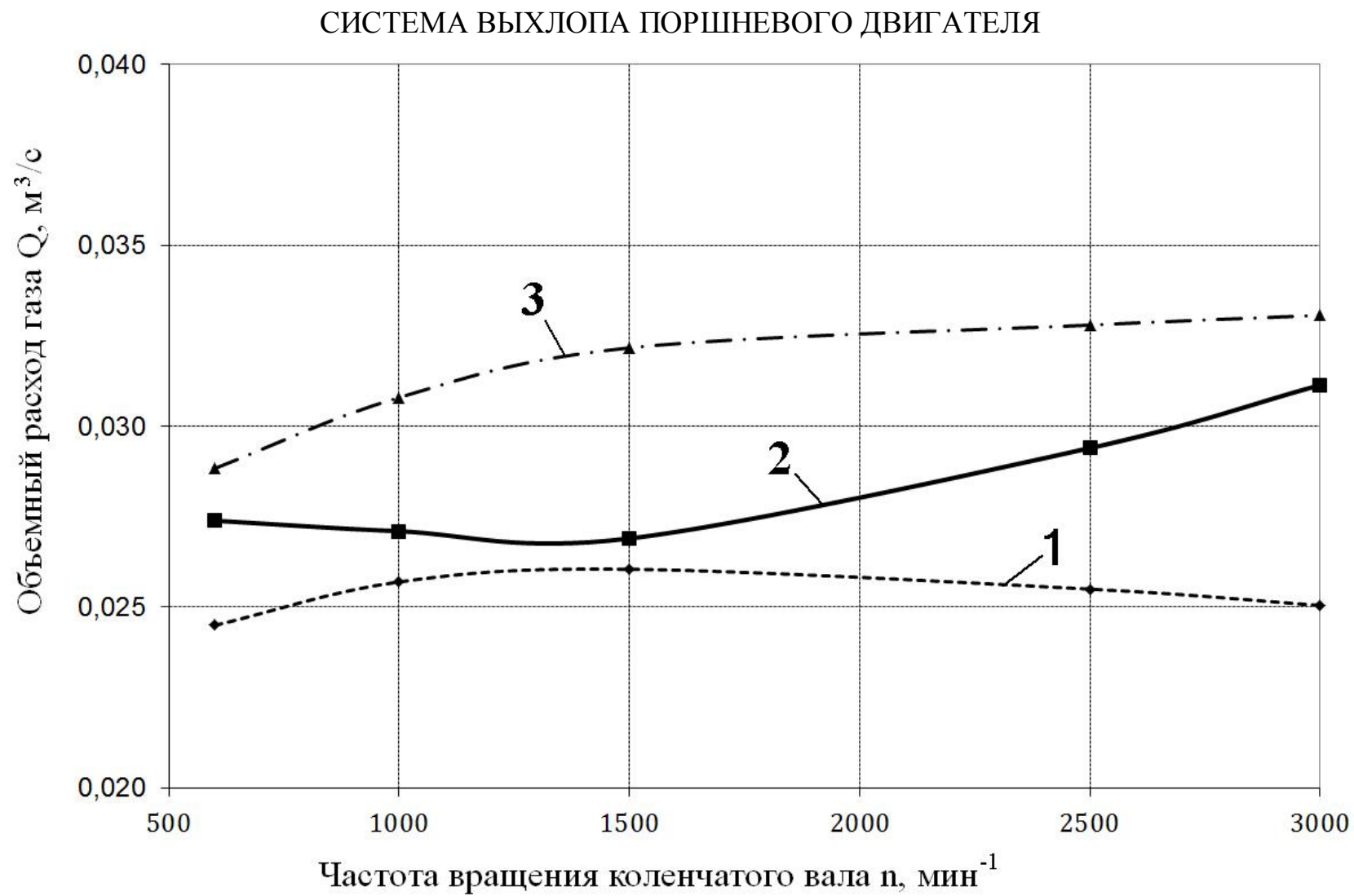
Таким образом, приведенные экспериментальные данные свидетельствуют об увеличении объемного расхода выхлопных газов (улучшении процесса продувки) за счет эффекта эжекции (установки эжекционной трубки) и соответственно увеличение его мощности в рабочем диапазоне частоты вращения коленчатого вала.

Изложенное доказывает возможность достижения технического результата при использовании предлагаемой системы выхлопа поршневого двигателя.

## СИСТЕМА ВЫХЛОПА ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ



Фиг. 1



Фиг. 2

## Формула полезной модели

1. Система выхлопа поршневого двигателя внутреннего сгорания, содержащая головку цилиндра с каналом, коллектор выпускной, трубу выхлопную, электронный блок управления двигателем, *отличающаяся* тем, что в коллекторе выпускном установлена эжекционная трубка, в которую подается воздух через электропневмоклапан, при этом диаметр эжекционной составляет не более  $1/10$  диаметра коллектора выпускного.

2. Система выхлопа поршневого двигателя по п.1, *отличающаяся* тем, что на выходном конце эжекционной трубки установлено дозвуковое сопло.

## РЕФЕРАТ

## СИСТЕМА ВЫХЛОПА ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Относится к области систем выхлопа поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Система выхлопа содержит головку цилиндра с каналом, коллектор выпускной, трубу выхлопную, эжекционную трубку, электропневмоклапан, электронный блок управления двигателем, дозвуковое сопло. Эжекционная трубка, в которую подается воздух через электропневмоклапан, является частью системы выхлопа двигателя и устанавливается в коллекторе выпускном. Для усиления эффекта эжекции на выходном конце эжекционной трубки может быть установлено дозвуковое сопло.

Предлагаемая система выхлопа отличается от традиционных тем, что в коллекторе выпускном установлена эжекционная трубка, в которую подается воздух через электропневмоклапан, при этом диаметр эжекционной составляет не более  $1/10$  диаметра коллектора выпускного. На выходном конце эжекционной трубки может быть установлено дозвуковое сопло, которое увеличивает скорость истечения струи, усиливая ее эжекционную способность.

Увеличение объемного расхода газа через систему выхлопа достигается за счет создания области разрежения и выравнивания скоростей потока в коллекторе выпускном, что стабилизирует пульсирующий поток. Повышение мощности двигателя осуществляется за счет того, что при использовании предлагаемой системы выхлопа улучшается процесс продувки цилиндров, то есть осуществляется лучшая, по сравнению с исходной системой выхлопа, очистка цилиндров от отработавших газов, а соответственно, на следующем такте впуска имеется возможность подать большее количество свежего заряда и тем самым увеличить мощность двигателя.

Технический результат заключается в увеличении объемного расхода газа через систему выхлопа поршневого двигателя и в повышении его мощности.

2 пункта формулы, 2 фиг.